



Amélioration de l'efficacité énergétique d'une solution innovante de chauffage basse température et de rafraîchissement

Benjamin David

► To cite this version:

Benjamin David. Amélioration de l'efficacité énergétique d'une solution innovante de chauffage basse température et de rafraîchissement. Architecture, aménagement de l'espace. Université de Grenoble, 2011. Français. NNT : 2011GRENA029 . tel-00734021

HAL Id: tel-00734021

<https://theses.hal.science/tel-00734021>

Submitted on 20 Sep 2012

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Génie civil et sciences de l'habitat**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Benjamin DAVID

Thèse dirigée par **Lingai LUO** et
codirigée par **Julien RAMOUSSE**

préparée au sein du **Laboratoire Optimisation de la Conception
et Ingénierie de l'Environnement**
dans l'**École Doctorale SISEO**

Amélioration de l'efficacité énergétique d'une solution innovante de chauffage basse température et de rafraîchissement

Thèse soutenue publiquement le **9 décembre 2011**
devant le jury composé de :

M. Christophe GOUPIL

Professeur, ENSICAEN, Caen, Rapporteur

M. Christophe MARVILLET

Professeur, CNAM, Paris, Rapporteur

M. Philippe MARTY

Professeur, CETHIL, Lyon, Président du jury

M. Jocelyn BONJOUR

Professeur, UJF, Grenoble, Examineur

M. Jean-Yves GOBLOT

Directeur Stratégie, Recherche Technologies, ACOME, Mortain,
Examineur

M. Mehdi, AIT-AMEUR

Responsable Solution Thermique & Fluide, ACOME, Mortain,
Examineur

Mme Lingai LUO DONG

Professeur, LOCIE, Chambéry, Examineur

M. Julien RAMOUSSE

Maître de conférences, LOCIE, Chambéry, Examineur



A mes grands-parents

Remerciements

C'est non sans émotion que j'écris ces quelques lignes afin de remercier ceux qui, de près ou de loin ou parfois même sans le savoir ont contribué à la réalisation de ce travail.

Je tiens en premier lieu à adresser mes sincères remerciements à Madame Lingai Luo, professeur au sein de l'université de Savoie, pour m'avoir fait confiance et m'avoir accueilli au sein du laboratoire LOCIE. Sa rigueur scientifique et sa disponibilité durant les moments importants de cette thèse ont fortement contribué à son bon déroulement.

J'exprime ma profonde gratitude à Messieurs Mehdi Aït-Ameur et Julien Ramousse sans qui cette thèse n'aurait pu être réalisée. Ils ont su me conseiller et me soutenir quotidiennement. Ces trois années passées sous leur responsabilité resteront pour moi une période marquante et enrichissante tant d'un point de vu scientifique que personnel.

J'adresse mes remerciements à Messieurs Jean Yves Goblot et Jean Claude Da-rocha de la société ACOME pour m'avoir fait confiance et pour avoir su orienter nos choix durant les moments clés de ce travail de recherche.

Toute ma reconnaissance va à Monsieur Christophe Goupil de l'ENSICAEN et à Monsieur Christophe Marvillet du CNAM pour l'honneur qu'ils me font de bien vouloir rapporter ce travail. Je remercie également Monsieur Philippe Marty de l'UJF et Monsieur Jocelyn Bonjour du CETHIL d'avoir accepté d'assumer le rôle d'examineur pour cette thèse.

Si ces trois années passées au LOCIE ont été à tel point marquantes pour moi, je le dois aux personnes avec qui j'ai pu travailler, échanger, et rire quotidiennement.

J'exprime mes remerciements les plus chaleureux à Thierry Goldin, pour m'avoir transmis avec passion son savoir-faire technique, pour l'aide précieuse qu'il m'a apporté pour le montage du banc expérimental et pour toutes les discussions que nous avons pu avoir.

Je tiens à remercier mes collègues doctorant et tout particulièrement Jérónimo Souza et Sébastien Pinard, compagnons de route qui ont su supporter mes humeurs durant trois années au sein du bureau 252. Je garderais un souvenir heureux de nos discussions sérieuses, futiles ou parfois houleuses. J'exprime mes plus grands remerciements à Damien Sgorlon pour sa contribution à mon travail, et pour sa joie de vivre. Je remercie bien sur l'ensemble du personnel du laboratoire, et tout particulièrement les secrétaires Isabelle et Mireille pour leur bonne humeur quotidienne et leur bienveillance à mon égard.

J'adresse également un profond remerciement à toute ma famille et tout particulièrement à mes parents. Ils ont su me guider et me soutenir durant ces longues années d'études.

Pour terminer, je tiens à remercier toutes ces personnes, devenues des amis au grès de mes études depuis Niort en passant par Toulouse, Rennes, Saint-Etienne et finalement Chambéry. Parmi ceux-ci j'adresse un remerciement tout particulier à Anne-Laure.

Merci enfin à Anne qui est venue embellir mes dernières semaines de travail.

Table des matières

Remerciements.....	5
Table des matières	7
Chapitre I Introduction générale	11
I.1 Contexte	12
I.1.1 Contexte environnemental.....	12
I.1.2 Contexte industriel	12
I.2 Objectif de la thèse	13
I.2.1 Présentation du système	13
I.2.2 Problématique.....	14
I.2.3 Objectif.....	14
I.2.4 Enjeux scientifiques	15
I.3 Plan de thèse.....	16
Chapitre II La pompe à chaleur thermoélectrique appliquée au bâtiment	17
II.1 Les systèmes de chauffage et de rafraîchissement pour le bâtiment.....	18
II.1.1 Confort thermique	18
II.1.2 L'environnement extérieur : Le côté « source »	19
II.1.3 L'environnement intérieur : Le côté « utile »	21
II.2 Les pompes à chaleur	22
II.2.1 Généralités.....	22
II.2.2 Les pompes à chaleur thermodynamiques	22
II.3 Les pompes à chaleur thermoélectriques	24
II.3.1 Retour historique sur la thermoélectricité	24
II.3.2 La thermoélectricité en équation	27
II.3.3 Les modules thermoélectriques	29
II.3.4 Avantages et inconvénients des pompes à chaleur thermoélectriques	30
II.4 Les applications pour les pompes à chaleur thermoélectriques	31
II.4.1 Le refroidissement de composants électroniques	31
II.4.2 Les applications « bâtiment ».....	33
II.5 Conclusion.....	38
Chapitre III Optimisation des performances par la modularité du système	39
III.1 Introduction	40
III.2 Problématique.....	40
III.2.1 Description du système.....	40
III.2.2 La loi d'eau	41
III.3 Modélisation du GCRI	44
III.3.1 Schéma résistif.....	44
III.3.2 Mise en équation des phénomènes thermiques au sein du GCRI.....	46
III.3.3 Le comportement général du GCRI.....	50

III.4	Vers une gestion optimisée du système.....	57
III.4.1	Association en parallèle.....	58
III.4.2	Association en cascade	61
III.4.3	Bilan sur les associations d'unités thermoélectriques	70
III.4.4	Configuration hydraulique de l'installation.....	72
III.5	Conclusion.....	74
Chapitre IV	Optimisation thermique et fluidique de l'unité thermoélectrique .	75
IV.1	Introduction	76
IV.2	Présentation d'une unité thermoélectrique innovante	76
IV.2.1	Fonction 1 : association en cascade.....	76
IV.2.2	Fonction 2 : association en parallèle	77
IV.2.3	Dimensionnement de l'unité thermoélectrique	78
IV.3	Définition de la géométrie de l'échangeur	81
IV.3.1	Historique des dissipateurs de chaleur	81
IV.3.2	Géométrie de la section du mini-canal	82
IV.3.3	L'entrée et la sortie du mini-canal.....	82
IV.3.4	La géométrie de l'échangeur	85
IV.4	Modélisation de l'échangeur	88
IV.4.1	Pertes de charges	88
IV.4.2	Transfert de chaleur.....	89
IV.4.3	Modèle numérique.....	94
IV.4.4	Comparaison des modèles numériques et analytiques	96
IV.4.5	Intégration des phénomènes de mal-distribution.....	101
IV.5	Optimisation de l'unité thermoélectrique.....	109
IV.5.1	Géométrie fixée, influence des paramètres de fonctionnement.....	110
IV.5.2	Paramètres de fonctionnement fixés, influence de la géométrie	112
IV.5.3	Optimisation complète par la méthode de Nelder Mead.	116
IV.6	Comparaison du système innovant et du système classique	119
IV.6.1	Fonction 1	120
IV.6.2	Fonction 2.....	121
IV.7	Conclusion.....	122
Chapitre V	Etude expérimentale de l'unité thermoélectrique	125
V.1	Introduction	126
V.2	Conception d'un prototype d'échangeur	126
V.3	Le banc expérimental	127
V.4	Etude expérimentale des échangeurs.....	129
V.4.1	Résistance thermique.....	129
V.4.2	Perte de charges.....	133
V.5	Etude expérimentale de la pompe à chaleur thermoélectrique classique...	136
V.5.1	Mode opératoire	136

V.5.2	Configuration 1 : 1 Module thermoélectrique.....	138
V.5.3	Configuration 2 : Deux modules thermoélectriques en cascade directe	143
V.6	Pompe à chaleur thermoélectrique innovante	146
V.6.1	Mode chauffage (fonction 1).....	147
V.6.2	Mode rafraîchissement (fonction 1)	150
V.6.3	Mode chauffage (fonction 2).....	151
V.7	Conclusion.....	154
Chapitre VI	Couplage du GCRI au bâtiment.....	157
VI.1	Introduction	158
VI.2	L'intégration du GCRI dans le logement	158
VI.2.1	Configuration centralisée	158
VI.2.2	Configuration décentralisée.....	159
VI.2.3	Configuration partiellement décentralisée.....	160
VI.3	Couplage du modèle analytique à TRNSYS	162
VI.3.1	Principe général	162
VI.3.2	Modèle analytique de l'émetteur	162
VI.3.3	Modèle du bâtiment.....	163
VI.3.4	Simulations	165
VI.4	Résultats de l'optimisation du COP du GCRI.....	168
VI.4.1	Maximisation du COP du GCRI pour la configuration 1.....	169
VI.4.2	Maximisation du COP du GCRI pour la configuration 2.....	172
VI.5	Analyse économique	174
VI.5.1	Analyse économique de la configuration 2	174
VI.5.2	Analyse économique de la configuration 1	176
VI.6	Le mode rafraîchissement	178
VI.7	Perspectives d'optimisation.....	179
VI.7.1	COP système ou COP GCRI ?	179
VI.7.2	Influence du nombre de boucles.....	181
VI.7.3	Influence des paramètres géométriques de l'émetteur	184
VI.7.4	Influence de la température source sur les performances.....	185
VI.7.5	L'alimentation fluidique des échangeurs et des émetteurs.....	185
VI.8	Perspectives de réalisation à court terme	185
VI.8.1	Exemple d'une gestion optimisée.....	185
VI.8.2	Coût de conception de la machine.....	190
VI.8.3	Exemple de réalisation du GCRI.....	190
VI.9	Conclusion.....	194
	Conclusion générale et perspectives.....	197
	Nomenclature	203
	Références bibliographiques.....	207
	Annexes.....	215
	Production scientifique.....	231

Chapitre I

Introduction générale

I.1 Contexte

I.1.1 Contexte environnemental

Deux phénomènes récents risquent de modifier en profondeur et à plus ou moins long terme nos modes de vie :

- selon le dernier rapport du Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat, la température moyenne de la planète pourrait s'élever de 1,1 à 6,4 °C selon les scénarios au cours du 21^{ème} siècle [GIEC 2011],
- selon l'Agence Internationale de l'Energie, le pic de production mondiale de pétrole conventionnel aurait été atteint durant l'année 2006 [IEA 2010].

Il apparaît donc indispensable de diversifier nos sources d'approvisionnement en énergie. Selon le même rapport du GIEC datant de 2011, le potentiel permettant d'atteindre une part de 80 % d'énergie renouvelable d'ici 2050 existe et serait même supérieur à la demande.

Ensuite, la réalisation d'économies d'énergie s'impose. Selon le Ministère de l'Environnement et du Développement Durable Français, le secteur résidentiel et tertiaire représentait en 2010 43,2 % de la consommation totale d'énergie primaire du pays [MEEDDM 2010a]. La consommation moyenne des bâtiments français pour le secteur résidentiel est estimée à 330 kWh.m⁻².an⁻¹ [ADEME 2009] dont 75 % imputable au chauffage [Fontaine 2003]. Le secteur du résidentiel en France représente donc un potentiel d'économie d'énergie très important que le contexte actuel impose d'exploiter. Le savoir-faire concernant les méthodes constructives associé à une volonté politique se traduisant par des réglementations thermiques de plus en plus contraignantes (La RT 2012 s'appliquera, à partir du 28 octobre 2011 [MEEDDM 2010b]) tendent à valoriser au mieux ce potentiel.

I.1.2 Contexte industriel

Le monde de l'industrie se montre en pleine mutation et fait preuve d'adaptation face à ces problématiques environnementales et énergétiques. Cette thèse s'inscrit dans le cadre d'une bourse CIFRE en collaboration avec le laboratoire LOCIE et la société ACOME. ACOME est une société coopérative et participative créée en 1932 à Mortain dans la Manche. Elle compte plus de 1400 salariés répartis sur cinq usines en France, deux usines en Chine et une usine au Brésil. Cette société travaille sur quatre grands marchés :

- les télécommunications,
- l'automobile,
- le bâtiment,
- l'énergie-industrie et les transports.

Cette thèse s'inscrit dans le cadre de la recherche amont du secteur bâtiment.

Dans le contexte de forte amélioration des performances énergétiques des bâtiments et donc de baisse des besoins de chauffage décrits précédemment, la nécessité de repenser les systèmes de chauffage apparaît clairement. En effet, les bâtiments à faible consommation énergétique se caractérisent par des besoins ponctuels et localisés de chauffage. La mise au point de systèmes réactifs, compacts et de faibles puissances semble donc être une solution intéressante.

Aux besoins de chauffage s'ajoute une nouvelle problématique : le rafraîchissement de l'air intérieur des bâtiments. Elle est liée aux différents épisodes caniculaires que nous avons

connus depuis quelques années et aux surchauffes estivales que subissent parfois les bâtiments à hautes performances énergétiques. En France, la vente d'appareils climatiseurs fixes a augmenté de 40 % en 2003, soit 350 000 appareils de plus en une année. Le marché des appareils mobiles, qui stagnait autour de 40 000 installations par an depuis 1998, a atteint le chiffre record de 60 000 exemplaires [AREHN 2007]. Une étude de marché dans le cadre du projet EECCAC a mis en évidence la forte croissance de la climatisation entre 1990 et 2000 et a établi des projections à l'horizon 2010 et 2020 [EECCAC 2002].

Cette augmentation de la demande de refroidissement de l'air intérieur des bâtiments, associée à l'amélioration des performances énergétiques des bâtiments, montre l'intérêt grandissant des systèmes de chauffage – rafraîchissement réversibles.

I.2 Objectif de la thèse

I.2.1 Présentation du système

Nous souhaitons développer et optimiser un Générateur de Chauffage et de Rafraîchissement Innovant « GCRI » pour des systèmes Planchers Chauffants Rafraîchissants hydrauliques Basses Températures « PCRBT » dans l'habitat (*figure I-1*). L'innovation de ce générateur de chaleur porte sur l'utilisation de modules thermoélectriques assurant le rôle de pompe à chaleur. Le fonctionnement repose sur l'effet Peltier du nom de Jean Peltier, physicien français du 19^{ème} siècle. Ce scientifique compléta les travaux de Thomas Johann Seebeck. Il mis en évidence l'apparition d'une différence de température au sein de la jonction entre deux matériaux différents soumis à un courant électrique. Le principe de la pompe à chaleur thermoélectrique réside dans l'exploitation de la différence de température créée entre les faces des modules thermoélectriques alimentés électriquement. Les modules sont liés à une source extérieure de chaleur et à l'émetteur via des échangeurs de chaleur.

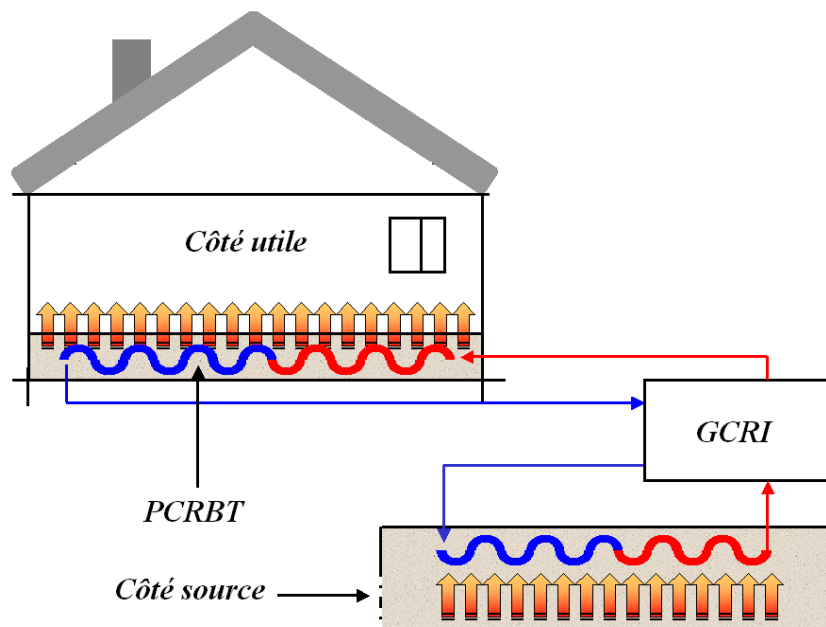


Figure I-1: Schéma global du système GCRI + Plancher chauffant

Le GCRI est composé de modules thermoélectriques associés à des échangeurs de chaleur (*figure I-2*). Le système est réversible et peut donc tour à tour être utilisé en tant que pompe à

chaleur ou en tant que machine à froid (*figure I-2*). Pour simplifier la lecture nous ne parlerons dans ce mémoire que de pompe à chaleur pouvant fonctionner en mode chauffage ou rafraîchissement. Le côté utile désignera systématiquement le côté associé au logement et le côté source le côté associé à l'environnement extérieur (*figure I-2*).

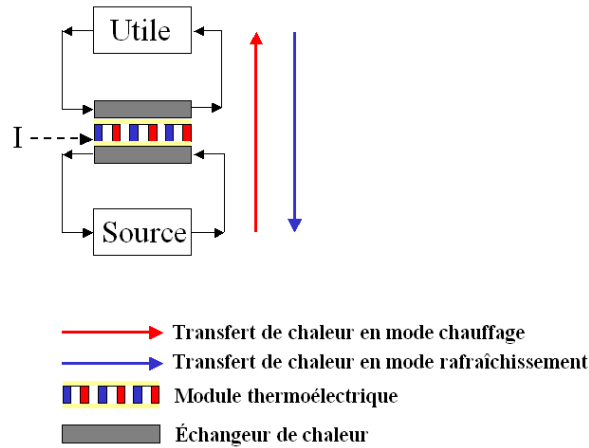


Figure I-2: Schéma de principe d'un GCRI

L'intérêt d'un tel système réside dans :

- l'absence de pièces mécaniques qui le rend silencieux et fiable,
- l'absence de fluide frigorigène à la différence des pompes à chaleur classiques.

Les principales inconvénients portent sur :

- des coefficients de performances relativement faibles,
- l'utilisation de matériaux relativement rares.

I.2.2 Problématique

La performance du GCRI que nous souhaitons développer est liée, d'une part à la performance des modules thermoélectriques, et d'autre part à la performance des échangeurs thermiques associés à ces modules. Un verrou important du système GCRI vient de la faible efficacité des transferts thermiques depuis le module thermoélectrique jusqu'aux fluides caloporteur. Diverses pistes sont à explorer afin d'améliorer l'efficacité de ces transferts thermiques. Il est possible d'agir sur :

- les conductances de transfert,
- les modes d'écoulement,
- la gestion spatio-temporelle des forces motrices,
- le mode d'apport d'énergie,
- la texture de l'interface,
- la configuration globale du procédé.

I.2.3 Objectif

L'objectif principal de ce travail de thèse porte sur l'optimisation globale du GCRI afin de répondre à un besoin de puissance et de température de façon efficace.

Cette optimisation passe par le développement d'échangeurs, minimisant :

- les phénomènes dissipatifs (pertes de charges, irréversibilités de transfert, dispersion d'écoulement...),
- les volumes superflus.

Nous développerons des échangeurs de chaleur à eau, à multi-échelles et de forte puissance volumique pour le Générateur de Chauffage et de Rafraîchissement Innovant. Les échangeurs que nous considérons tout au long de ce travail sont des échangeurs de type « plaque froide ». L'échange thermique a lieu entre un milieu solide et un fluide contrairement aux échangeurs classiques fonctionnant avec deux fluides. L'intensification des transferts consiste à optimiser la forme géométrique des échangeurs afin d'assurer un transfert thermique efficace en limitant les pertes de charges.

L'optimisation du GCRI porte également sur l'amélioration du couplage entre les modules thermoélectriques, les échangeurs de chaleurs et l'émetteur de chaleur situé dans le bâtiment.

Cette thèse a également pour objectif l'optimisation du système complet incluant le GCRI, le système de distribution et les différents émetteurs PCRB.

I.2.4 Enjeux scientifiques

Cette thèse repose sur 3 enjeux scientifiques principaux :

- Le premier point repose sur l'amélioration de la performance énergétique du GCRI par le biais d'une approche thermodynamique. L'optimisation du GCRI passe aussi bien par l'optimisation de la gestion du système que par l'optimisation de la géométrie des échangeurs de chaleur et des conditions opératoires associées (Intensité électrique, débits). Nous verrons qu'un système thermoélectrique n'est optimal (COP maximal) pour des conditions de températures données que pour un point de fonctionnement, c'est à dire que pour une valeur de puissance thermique fournie. Tout l'enjeu du troisième chapitre sera d'étendre ce point de fonctionnement afin de pouvoir répondre à n'importe quel besoin de puissance en s'affranchissant de cette problématique d'un unique point de fonctionnement optimal.
- Le second objectif repose sur la conception théorique, la fabrication et l'expérimentation d'échangeurs de chaleur à eau, à multi échelles et de forte capacité dissipatrice. Le développement de ces échangeurs va reposer sur le développement de modèles analytiques et numériques permettant d'optimiser les aspects thermiques (résistance) et fluidiques (perte de charges et distribution). L'optimisation, pour être pertinente, sera traitée avec une intégration des phénomènes thermoélectriques associés aux échangeurs. Afin de valider les modèles développés dans ce travail, une partie expérimentale sera réalisée pour tester les échangeurs de chaleur mais également un prototype de pompe à chaleur thermoélectrique.
- Enfin, l'intégration des systèmes étant un aspect fondamental, le troisième point clé de cette thèse portera sur le couplage du système optimisé par le travail analytique numérique et expérimental aux bâtiments par le biais du logiciel

TRNSYS. Ce travail de couplage permettra d'obtenir des estimations de performances annuelles aussi bien en chauffage qu'en rafraîchissement pour différents logements et différentes situations géographiques.

Le travail développé dans cette thèse part donc d'un élément de base : un module thermoélectrique commercial et vise à optimiser le système depuis les échangeurs associés à ce module thermoélectrique jusqu'à l'intégration de ce système dans un logement.

I.3 Plan de thèse

Ce mémoire comporte 6 chapitres :

Du fait de la pluridisciplinarité du travail présenté, l'étude bibliographique sera abordée en fonction des problématiques rencontrées.

Suite à ce premier chapitre introductif, le deuxième chapitre établit un état de l'art sur les systèmes classiques de chauffage – rafraîchissement sera présenté ainsi qu'une comparaison détaillée des pompes à chaleur thermodynamiques et thermoélectriques. Nous exposerons par ailleurs les bases de la thermoélectricité ainsi que les applications dont elle fait l'objet.

Dans une troisième partie, nous mettrons en évidence l'importance d'une gestion optimisée d'un système de pompe à chaleur thermoélectrique. Une méthode de régulation en puissance de ce système sera ensuite présentée.

L'optimisation des échangeurs sera développée dans le quatrième chapitre. Nous y exposerons une méthode basée sur des modèles analytiques et numériques ayant permis d'optimiser la géométrie des échangeurs ainsi que les conditions opératoires associées. L'objectif réside dans l'amélioration du coefficient de performance du générateur.

La caractérisation d'un prototype d'échangeur du point de vue thermique et fluide au moyen d'un banc d'essai sera présentée dans la cinquième partie. Une validation des modèles analytiques sera réalisée en confrontant les résultats issus de ces modèles à ceux obtenus expérimentalement. Des résultats concernant les performances d'un prototype de pompe à chaleur thermoélectrique seront également détaillés.

Dans le sixième chapitre nous présenterons un couplage des modèles analytiques au bâtiment afin d'évaluer les performances annuelles du système. Il traitera également de l'importance du rôle joué par l'émetteur dans le système de production de chaleur et de froid développé au cours de cette thèse.

Nous terminerons ce travail par une conclusion générale reprenant les principaux résultats présentés au cours de cette étude. Enfin, nous évoquerons les perspectives possibles à ce travail.

Chapitre II

La pompe à chaleur thermoélectrique appliquée au bâtiment

II.1 Les systèmes de chauffage et de rafraîchissement pour le bâtiment

II.1.1 Confort thermique

Le chauffage et le rafraîchissement d'un logement ont pour objectif d'assurer le confort des occupants du logement. Un être humain essaie en permanence de maintenir sa température corporelle aux alentours de 36,7 °C. Il cherche un équilibre thermique avec son environnement. De cet équilibre résulte alors une sensation de confort ou d'inconfort thermique. Le confort thermique est une notion assez subjective qui a fait l'objet de nombreuses recherches. Les études les plus simples sont basées sur la température intérieure du logement. Par exemple, Pfafferott indique qu'en Allemagne, le confort est « bon » pour une température n'excédant pas les 27°C pendant plus de 10 % du temps d'occupation [Pfafferott 2003]. Pour Barnard, cette température ne doit pas excéder 25 °C pendant plus de 5% du temps d'occupation et 28°C pendant plus de 1% du temps d'occupation [Barnard 2002]. La température intérieure reste cependant un indicateur limité quant au ressenti réel de l'occupant d'un logement. C'est pour cette raison que la température dite « résultante » est un indicateur bien plus pertinent. Cette température est définie comme suit [CERTU 2003] :

$$T_r = \frac{T_a + T_p}{2} \quad [\text{II.1}]$$

Avec T_a la température ambiante et T_p la température de paroi.

Cette relation fait apparaître le rôle important que joue la température de la paroi sur le confort thermique des occupants. Nous pouvons d'ores et déjà prédire qu'une paroi rayonnante fonctionnant à basse température est susceptible d'offrir un confort supérieur à une source de chaleur à haute température plus locale telle qu'un convecteur classique.

De nombreux autres paramètres interviennent dans la sensation de confort thermique tels que l'humidité de l'air, la tenue vestimentaire, la psychologie etc. Epstein a ainsi recensé plus de quarante indices différents depuis 1905 [Epstein 2006] et parmi eux le PMV (Predicted Mean Vote) qui est le plus utilisé [Franger 1970]. Cet indice prédit le vote moyen d'un groupe de personnes sur l'échelle ASHRAE définie par le tableau II-1. L'intérêt de cet indice, basé sur l'équilibre thermique du corps en régime permanent, porte sur l'intégration des aspects physiques et psychologiques intervenant dans la notion de confort thermique

Etouffant	+ 3
Chaud	+2
Légèrement chaud	+1
Neutre	0
Légèrement frais	-1
Frais	-2
Froid	-3

Tableau II-1: Echelle ASHRAE d'évaluation des sensations thermiques

La notion de confort thermique est intimement liée au procédé de chauffage et de rafraîchissement utilisé dans un logement. Nous allons étudier les différentes configurations possibles pour la production de chaleur et de froid au sein d'un logement.

On distingue deux grandes catégories de systèmes capables d'assurer un apport de chaleur et un rafraîchissement : les systèmes actifs et passifs. Un système est dit actif dès lors qu'il nécessite un apport d'énergie pour la mise en œuvre d'une circulation de fluide ou d'une pièce mécanique et de manière plus générale dès lors qu'il nécessite un apport d'électricité. Le système actif capable d'assurer le chauffage ou le rafraîchissement d'une ambiance de manière réversible correspond aux pompes à chaleur associées à un émetteur. Il n'existe pas de réels systèmes passifs réversibles mis à part les systèmes parietodynamiques [COSTIC 2004].

Cette étude ne portera que sur les systèmes actifs, à savoir les pompes à chaleur. Le principe général d'un tel système, qui sera détaillé par la suite, est basé sur le pompage de calories à un environnement extérieur pour les restituer à l'environnement intérieur du logement.

II.1.2 L'environnement extérieur : Le côté « source »

Au niveau du côté source du système étudié, la chaleur est absorbée ou dissipée selon le mode de fonctionnement, à trois vecteurs différents : l'air, l'eau ou le sol (*figure II-1*). Chacun d'entre eux présente des avantages et des inconvénients.



Figure II-1: Le côté source d'une pompe à chaleur

II.1.2.1 Système aérothermique

Le pompage sur l'air extérieur n'est soumis à aucune autorisation. L'avantage de ce type de système vient de la facilité de mise en œuvre et du faible coût d'investissement. Un des inconvénients d'un pompage sur l'air extérieur vient des fluctuations importantes de la température qui peut atteindre des niveaux très faibles et donc faire chuter les performances globales du système. Les échanges thermiques avec l'air, moins efficaces qu'avec l'eau, constituent un autre inconvénient. Nous trouvons deux types d'échangeurs pour un système à air :

- le premier échangeur dit « statique », de grande taille, est constitué d'ailettes entre lesquelles l'air circule par convection naturelle (*figure II-2*),
- le second échangeur dit « dynamique » limite l'encombrement en utilisant un ventilateur pour améliorer le coefficient d'échange entre l'air et le fluide frigorigène (convection forcée).



Figure II-2 : Photo d'un échangeur à air statique sur une toiture [Huart 2006].

II.1.2.2 Système géothermique

Les systèmes géothermiques exploitent les calories présentes sous terre en les pompant soit à l'eau d'une nappe phréatique soit directement au sol. L'exploitation de la chaleur du sol est ancienne. En effet, les premières traces remonteraient à 12 000 ans au Japon où l'eau chaude naturelle des régions volcaniques servait déjà à cuire et à se chauffer. Ces systèmes, dont la première application brevetée remonte à 1912, ont commencé à se démocratiser dans les années 1970 avant de réellement gagner les marchés dans les années 80 [RNC 2002].

Eau

Le pompage est effectué sur l'eau d'une nappe phréatique ou plus exceptionnellement d'un cours d'eau ou d'un lac. L'avantage majeur de ce type de système par rapport à un système aérothermique vient de la température relativement élevée de l'eau (7-12°C) et de sa faible fluctuation permettant d'assurer des performances élevées et relativement constantes au système durant toute l'année. Ce type de système est soumis à autorisation et est relativement coûteux [ARENE 2005].

Sol

On distingue deux catégories de systèmes géothermiques exploitant directement la chaleur du sol :

- les systèmes avec un échangeur horizontal,
- les systèmes avec un échangeur vertical.

La configuration horizontale présente un réseau hydraulique fermé de conduites dans lesquelles circule sous pression de l'eau glycolée ou du fluide frigorigène, suivant la configuration. Le réseau est en général enterré à une profondeur inférieure à 1 m ce qui limite les coûts de mise en œuvre. Cette configuration nécessite une grande surface de terrain. Le captage vertical est avantageux lorsqu'une contrainte de place existe. Comme pour l'eau, le pompage dans le sol présente l'avantage de ne subir que peu de fluctuations de température. La lourdeur des travaux constitue le principal inconvénient.

II.1.3 L'environnement intérieur : Le côté « utile »

Comme cela a été décrit précédemment, le côté utile correspond au logement. Afin de restituer ou dissiper de la chaleur au volume intérieur, il importe d'utiliser un échangeur de chaleur dans lequel circulera le vecteur de chaleur, que ce soit de l'eau ou de l'air. Il existe de nombreux moyens de diffuser de la chaleur dans le logement mais plus rares sont les systèmes réversibles capables d'assurer une dispersion et une absorption de chaleur.

II.1.3.1 Les émetteurs simple fonction

Les émetteurs simple fonction correspondent à des radiateurs ne pouvant assurer qu'une seule fonction : le chauffage d'un volume d'air. On trouve différents types d'émetteurs simple fonction, allant du radiateur classique en fonte au radiateur basse température.

II.1.3.2 Les émetteurs chauffants / rafraîchissants

Les surfaces rayonnantes

On distingue trois types de surfaces rayonnantes fonctionnant par convection forcée : les planchers, les murs ou les plafonds. Ces émetteurs fonctionnent avec le vecteur eau et sont réversibles. Ils assurent le chauffage en hiver et permettent un rafraîchissement de l'air intérieur durant l'été. Pour une température résultante donnée, la température de l'air ambiant est plus faible avec un panneau rayonnant qu'avec radiateurs classiques. Les déperditions d'un bâtiment étant proportionnelles à l'écart de température entre l'air extérieur et l'air intérieur, une température intérieure de l'air plus faible à confort thermique égal engendre une économie d'énergie non négligeable. Ce type d'installation présente également l'avantage de ne provoquer que peu de mouvements d'air et de moins dessécher l'atmosphère que les convecteurs classiques. L'inconvénient principal vient du coût d'installation qu'il faudra néanmoins confronter aux économies d'énergies potentielles.

Les ventilo-convecteurs

Les ventilo-convecteurs utilisent à la fois le vecteur eau et le vecteur air pour assurer le confort thermique dans le logement. L'eau chauffée (ou refroidie) par la pompe à chaleur est acheminée vers un échangeur au sein du ventilo-convecteur afin d'assurer un transfert de chaleur vers l'air. L'air préalablement filtré est alors chauffé ou refroidi puis pulsé via le ventilateur dans le logement. Ce type d'émetteur permet un contrôle du confort thermique dans chacune des pièces. On parle d'un système décentralisé. Il a également l'avantage de filtrer l'air intérieur du logement et de le déshumidifier en été.

La diffusion d'air

Les systèmes par diffusion d'air distribuent l'air chauffé ou refroidi sortant de la pompe à chaleur dans chacune des pièces du logement via un réseau de conduites aérauliques ou un plénum. L'air diffusé est ensuite repris de façon centralisée, en partie basse, par l'intermédiaire de la grille de reprise et est filtré avant de retourner dans la pompe à chaleur et de subir un nouveau cycle. La régulation pièce par pièce est assurée au moyen des débits d'air. Ce type de système assure une bonne qualité d'air intérieur hiver comme été. Il nécessite de mettre en œuvre un débit bien supérieur au débit hygiénique dans le cas du refroidissement pour assurer un confort optimal [Rona 2004].

II.2 Les pompes à chaleur

II.2.1 Généralités

La pompe à chaleur (PAC) assure un transfert thermique depuis une source froide vers une source chaude. Le système va « pomper » des calories d'un côté pour les restituer de l'autre. En mode refroidissement les calories sont extraites du logement et dissipées à l'extérieur, en mode chauffage, on puise des calories à l'extérieur du logement pour les restituer à l'intérieur de celui-ci. Une pompe à chaleur permet donc d'assurer via un travail mécanique un transfert de chaleur depuis une température « froide » vers une température « chaude ».

II.2.2 Les pompes à chaleur thermodynamiques

II.2.2.1 Marché

Le marché des pompes à chaleur en Europe est en pleine croissance. En 2006, le marché français s'est hissé au second rang du marché de la pompe à chaleur juste derrière la Suède [EHPA 2008]. Il est intéressant de noter qu'en France, la vente des pompes à chaleur est très fortement corrélée au prix du baril de pétrole. En effet, l'électricité française d'origine nucléaire représentait en 2006 78,4 % de la production totale d'électricité [MEFI 2007]. Par conséquent, la hausse du prix du pétrole entraîne une orientation du consommateur vers les systèmes électriques, peu dépendants des prix du pétrole, et notamment vers les pompes à chaleurs (figure II-3).

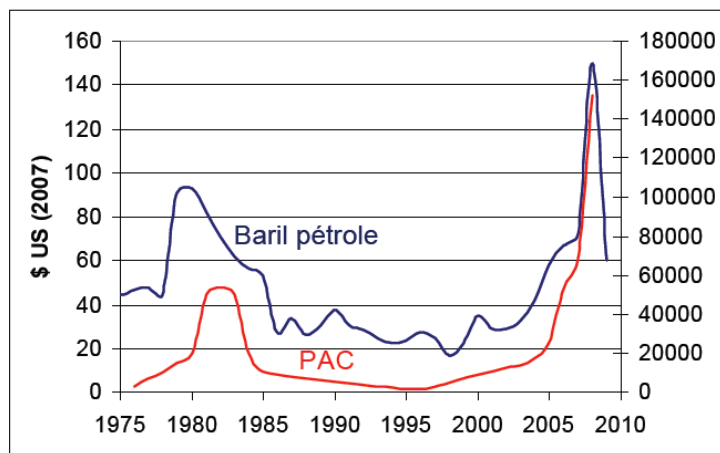


Figure II-3 : Évolution des ventes de PAC et du prix du baril de pétrole depuis 1975 [EHPA 2008].

Depuis 2009, la pompe à chaleur thermodynamique est classée parmi les systèmes exploitant de l'énergie renouvelable, les calories contenues dans l'air, l'eau ou le sol ayant été reconnues comme renouvelables par le parlement européen [PE 2009].

II.2.2.2 Principe

Le principe de fonctionnement de ce type de système est basé sur le cycle thermodynamique décrit par la figure II-4. On observe dans un tel cycle une absorption de chaleur par le fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur et une libération de chaleur de ce

même fluide au niveau du condenseur. Le fluide frigorigène peut être directement utilisé pour chauffer ou refroidir le logement. L'émetteur joue alors le rôle d'évaporateur (en mode rafraîchissement) ou de condenseur (en mode chauffage). Ce type de fonctionnement ne peut fonctionner en mode rafraîchissement via un plancher chauffant et nécessite une grosse quantité de fluide frigorigène. On utilise donc traditionnellement des systèmes à fluide intermédiaire (air ou eau) liés au fluide frigorigène via un échangeur [Laporthé 2004].

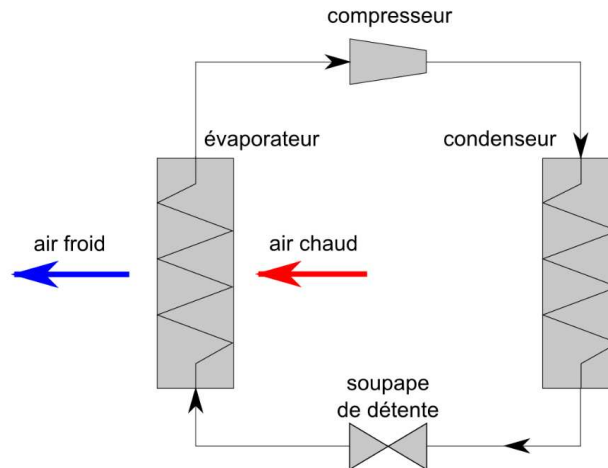


Figure II-4 : Cycle compression-détente d'une pompe à chaleur thermodynamique

II.2.2.3 Impact environnemental des pompes à chaleur thermodynamiques

Deux éléments principaux sont responsables de l'impact environnemental d'une pompe à chaleur thermodynamique :

- la consommation électrique du compresseur,
- le fluide de travail.

L'indice TEWI (Total Equivalent Warming Impact) a été introduit, il y a déjà quelques années, pour mieux évaluer l'efficacité énergétique d'une installation frigorifique. Le TEWI est défini comme étant la somme de l'incidence directe des émissions de fluides frigorigènes et de l'incidence indirecte des émissions de CO₂ (dues à l'énergie primaire utilisée pour le fonctionnement de la pompe à chaleur) [Sand 1999]. Le potentiel de réchauffement planétaire (PRP₁₀₀) définit le potentiel de réchauffement climatique d'un gaz à effet de serre par rapport à celui du dioxyde de carbone (CO₂). Le PRP₁₀₀ est calculé en fonction du potentiel de réchauffement sur cent ans d'un kilogramme d'un gaz donné par rapport à un kilogramme de CO₂. La contribution des HFC au phénomène d'effet de serre sera, selon les estimations, égale à environ 3 % d'ici 2050 [ECT 2007]. Une pompe à chaleur thermodynamique performante devra donc avoir un indice TEWI le plus faible possible, ce qui se traduit par un coefficient de performance élevé et une utilisation optimale du fluide de travail.

II.2.2.4 Performances des pompes à chaleur thermodynamiques

La performance d'une pompe à chaleur est communément définie par son coefficient de performance (COP). Ce coefficient correspond au rapport entre la puissance utile générée et la puissance consommée par le système. La définition de la puissance utile est claire, elle correspond à la puissance calorifique en mode chauffage et à la puissance frigorifique en mode rafraîchissement. Cependant il existe des différences d'appréciation concernant la puissance consommée par le système. Par exemple, sur une PAC fonctionnant sur air, on

intègre dans les consommations, l'alimentation électrique du ventilateur, du compresseur mais pas celle des pompes de circulation du circuit de chauffage.

Ce coefficient est par ailleurs très dépendant des conditions de température considérées. Afin de pouvoir comparer les performances de différentes pompes à chaleur, une norme dicte la procédure de détermination du COP [CEN 2007] (Annexe 1).

Pour être précis sur les performances d'une pompe à chaleur, il convient de considérer le facteur de conversion de l'énergie primaire en énergie finale. Ce facteur prend en considération toute la chaîne de production de l'énergie finale depuis l'extraction du combustible jusqu'à l'acheminement dans le lieu d'utilisation. Il est courant de rencontrer un facteur de 2,58 pour la production d'électricité en France. Selon Sidler, le facteur de 3,23 utilisé par les ministères français pour leurs calculs semble plus proche de la réalité [Sidler 2009]. Pour une chaudière à condensation le facteur de conversion énergie primaire/utile est de 1,05 [CLER 2008]. Pour un rendement de l'installation de 0,92, il faut alors un COP de 2,85 à la PAC pour être aussi performant que la chaudière (*figure II-5*). Ce calcul met en évidence les nuances à apporter au COP annoncé par les fabricants pour les systèmes de PAC.

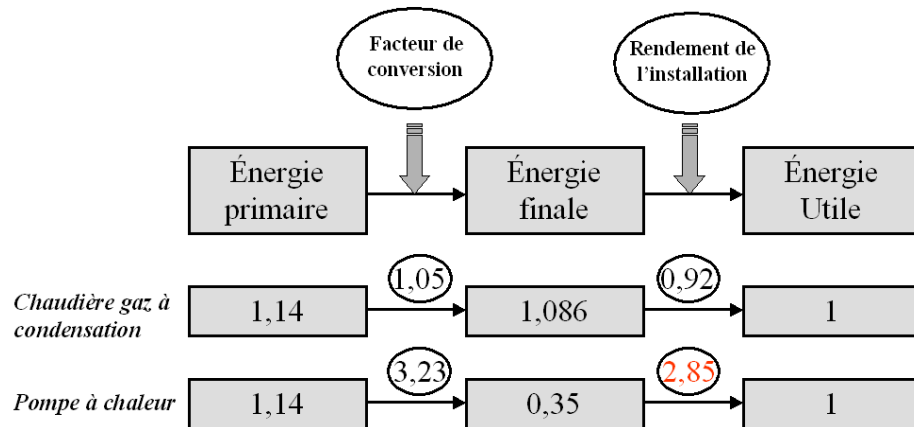


Figure II-5 : COP nécessaire pour avoir des performances équivalentes entre une PAC et une chaudière à condensation.

II.3 Les pompes à chaleur thermoélectriques

Il existe parmi les systèmes que nous pouvons définir comme « pompes à chaleur » un système encore marginal en comparaison au classique système thermodynamique. Ce système désigné « Pompe A Chaleur ThermoElectrique » (PACTE) a d'ores et déjà fait l'objet de nombreuses études. Ils représentent un fort potentiel pour de nombreux domaines industriels. Au cours de cette thèse nous parlerons plutôt d'un générateur de chaleur et de rafraîchissement innovant (GCRI) pour désigner la pompe à chaleur thermoélectrique.

II.3.1 Retour historique sur la thermoélectricité

Préalablement à la description de la pompe à chaleur thermoélectrique, il convient de revenir brièvement sur l'histoire de la thermoélectricité, phénomène physique central du système PACTE. 1821 marque le début de la mise en évidence des différents phénomènes thermoélectriques grâce aux découvertes de Thomas Johann Seebeck sur la force électromotrice thermoélectrique. Seebeck découvrit qu'une aiguille placée entre deux

matériaux conducteurs de nature différente, liés par des jonctions à leurs extrémités et soumis à un gradient de température, est déviée (figure II-6).

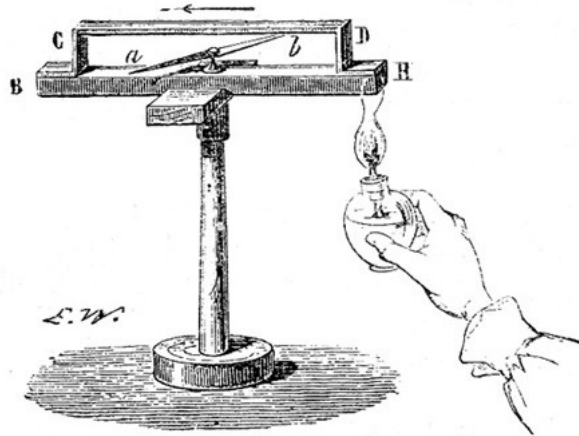


Fig. 188.

Figure II-6 : Montage de l'expérience originale du physicien Seebeck en 1821. Un morceau de fer et de cuivre sont soudés ensemble.

Seebeck fait alors une analyse erronée de son observation en concluant à un lien entre champ magnétique et différence de température [Seebeck 1822]. En réalité, le phénomène est d'origine électrique : une différence de potentiel apparaît à la jonction de deux matériaux soumis à une différence de température. Treize ans plus tard, en 1834, le physicien français Jean Peltier met en évidence une variation de température au sein de la jonction entre deux matériaux soumis à un courant électrique [Peltier 1834]. C'est le second phénomène thermoélectrique. En 1838, Heinrich Lenz va plus loin en montrant que le sens du gradient de température au niveau de la jonction est fonction du sens du courant électrique la parcourant. Ce phénomène est illustré en gelant de l'eau autour d'une jonction bismuth-antimoine et en la décongelant en inversant le sens du courant. Dans les années 40, James Prescott Joule met en évidence un phénomène irréversible au sein d'un matériau conducteur : l'effet joule. Cet effet indique qu'un matériau conducteur parcouru par un courant électrique dégage une quantité de chaleur proportionnelle au carré de cette intensité électrique. En 1851, Thomson achève de poser les bases de la thermoélectricité en liant les effets Seebeck et Peltier et prédit un troisième effet qu'il observera ultérieurement, l'effet Thomson [Thomson 1851].

L'application faite de ces découvertes porte essentiellement sur la mesure de températures mais aussi sur la conception de piles thermoélectriques dès la fin du 19ème siècle. Au début du 20ème siècle la société Hollandaise KIPP commercialise la première pile thermoélectrique dont la source de chaleur n'est autre qu'une bougie (figure II-7) [Stockholm 2002].

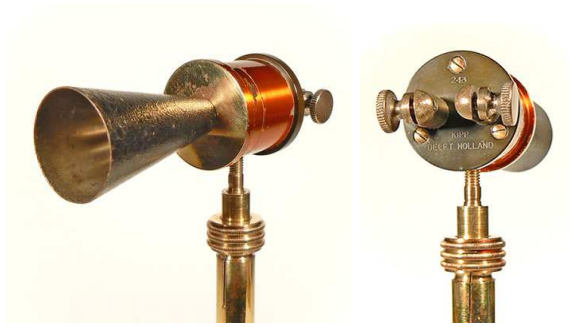


Figure II-7 : Pile thermoélectrique Hollandaise de la société KIPP [KIPP 1900].

En 1911, Altenkirch établit la première théorie sur la génération d'électricité et le refroidissement. Il montre qu'un bon matériau thermoélectrique allie un fort pouvoir thermoélectrique (coefficient Seebeck élevé) à une faible conductivité thermique afin de maintenir un gradient de température important et une résistivité électrique faible pour limiter les pertes par effet joule. Il définit cette « qualité » du matériau par le figure de mérite Z qui prend en considération ces trois paramètres [Altenkirch 1911].

$$Z = \frac{\alpha^2}{r.K} \quad [\text{II.2}]$$

Z s'exprime en K^{-1} . Ce paramètre traduit le fait qu'un bon matériau thermoélectrique devra avoir un fort coefficient Seebeck tout en ayant une résistivité électrique et une conductivité thermique les plus faibles possibles.

Cette figure de mérite étant variable avec la température, elle est généralement adimensionnée en introduisant la température et en considérant alors la valeur ZT .

A cette période, les seuls matériaux disponibles sont les métaux. Leur figure de mérite très faible ne permet pas la conception d'applications telles que les générateurs ou refroidisseurs thermoélectriques. Ce n'est que dans les années 30, avec les recherches sur la physique de l'état solide et l'obtention de semi-conducteurs, que l'intérêt pour la thermoélectricité renaît. En 1947, Telkes construit un générateur affichant un rendement de l'ordre de 5% [Telkes 1947]. En 1949, Ioffe, un des pionniers de l'école de physique soviétique, développe une théorie sur les semi-conducteurs. Elle sera classée secret militaire et peu diffusée [Ioffe 1949]. En 1956 il démontre que la conductivité thermique des matériaux semi-conducteurs pouvait être réduite au moyen des alliages ; un an plus tard il publie un livre dans lequel on trouve une illustration d'une radio alimentée par une lampe thermoélectrique [Ioffe 1957]. De 1957 à 1965, des mesures de propriétés thermoélectriques sont effectuées sur tous les matériaux semi-conducteurs connus. Le Tellure de Bismuth est alors mis en évidence comme étant le meilleur de ces matériaux. Son ZT à température ambiante était alors de 1,5 à 2 [Vining 2001]. On prédit un avenir prometteur au marché de la thermoélectricité, ce ne fut malheureusement pas le cas, comme le décrit Lynch dans son ouvrage au titre explicite : « The breakthrough that never came », la percée qui n'a jamais abouti [Lynch 1972]. Les performances des systèmes thermoélectriques pour le refroidissement n'ont pas réussi à concurrencer les pompes à chaleur classiques basées sur le cycle compression / détente.

Néanmoins, nous verrons que la thermoélectricité connaît actuellement un regain d'intérêt comme elle a pu en connaître durant son histoire. Ce regain est notamment dû à l'émergence

de nouveaux matériaux et à la prise en considération des problèmes environnementaux depuis le début des années 1990.

II.3.2 La thermoélectricité en équation

Nous allons maintenant détailler, par la mise en équation, les différents phénomènes physiques intervenant dans un système thermoélectrique.

II.3.2.1 Effet Seebeck

Considérons deux matériaux conducteurs de natures différentes a et b reliés par deux jonctions en X et Y . Dans le cas de l'effet Seebeck, une différence de température dT appliquée entre ces deux soudures entraîne l'apparition d'une différence de potentiel dV (figure II-8).

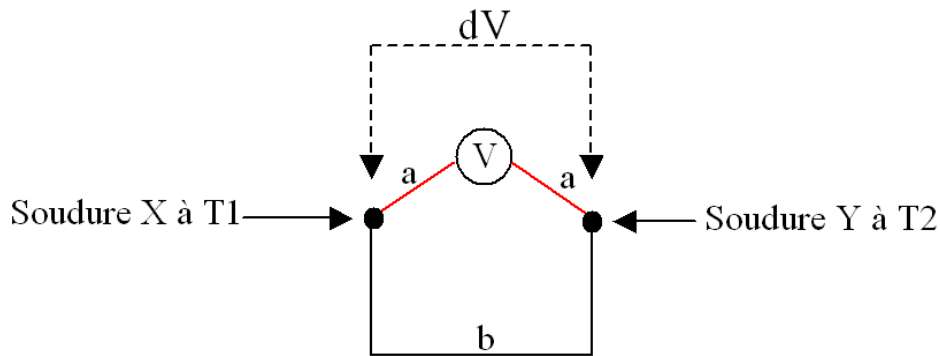


Figure II-8 : Principe de l'effet Seebeck

En circuit ouvert, le coefficient Seebeck du couple de matériaux, α_{ab} , appelé aussi pouvoir thermoélectrique est défini par :

$$\alpha_{ab} = \frac{dV}{dT} \quad [\text{II.3}]$$

Le coefficient Seebeck de chacun des matériaux est lié au coefficient du couple par la relation :

$$\alpha_{ab} = \alpha_a - \alpha_b \quad [\text{II.4}]$$

Cette relation met en évidence l'importance d'associer des matériaux ayant des coefficients Seebeck de signes opposés. C'est le cas du couple tellure de bismuth respectivement dopé P et N et dont les signes de coefficient Seebeck sont respectivement positif et négatif. Ce couple est connu pour son emploi en tant que thermocouple.

II.3.2.2 Effet Peltier

Dans le cas de l'effet Peltier, un courant d'intensité électrique I est imposé à un circuit composé de deux matériaux, ce qui entraîne une libération de chaleur ϕ à une jonction et une absorption de chaleur à l'autre jonction, selon :

$$\Pi_{ab} = \frac{\phi}{I} \quad [\text{II.5}]$$

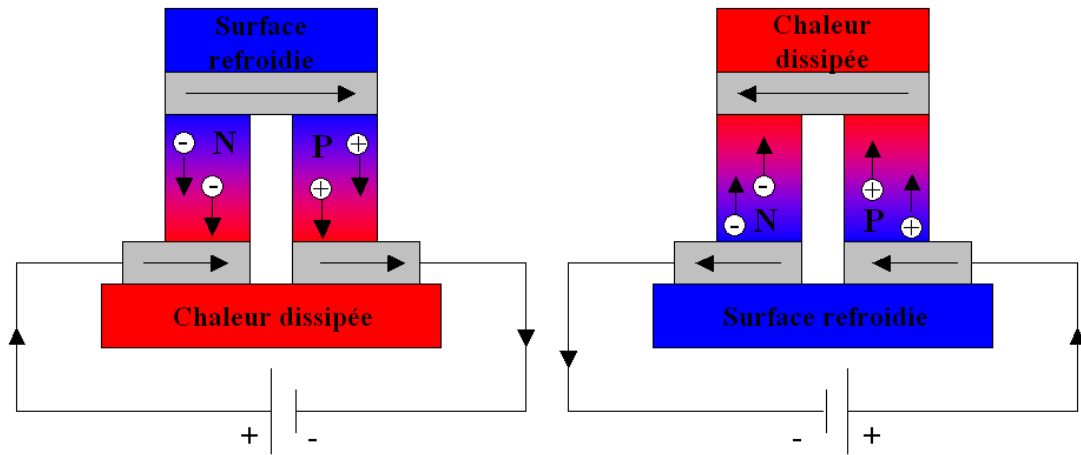


Figure II-9 : Principe de l'effet Peltier

II.3.2.3 Effet Joule

L'effet joule est lié à la résistivité électrique du matériau parcouru par un courant électrique et est défini comme suit :

$$\phi_j = r.I^2 \quad [\text{II.6}]$$

Où r représente la résistance électrique du matériau.

II.3.2.4 Effet Thomson

Lord Thomson montre que la présence simultanée d'un gradient de température et d'un courant électrique, entraîne une génération ou une absorption de chaleur suivant le sens du courant dans chaque segment de matériau pris individuellement (figure II-10) [Thomson 1851]. Le gradient de flux thermique au sein du matériau est alors donné par :

$$\frac{d\phi}{dx} = \tau.I.\frac{dT}{dx} \quad [\text{II.7}]$$

où τ est le coefficient Thomson.

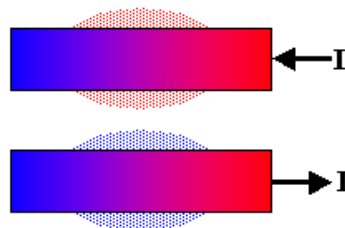


Figure II-10 : Principe de l'effet Thomson

Les effets Seebeck et Peltier sont liés par la relation suivante :

$$\Pi_{ab} = \alpha_{ab}.T \quad [\text{II.8}]$$

Enfin, la dernière relation mise en évidence par le chercheur britannique montre que l'effet Thomson ne sera significatif que lors d'une forte dépendance de l'effet Seebeck à la température du milieu.

$$\tau = \tau_a - \tau_b = T \cdot \frac{d\alpha_{ab}}{dT} \quad [\text{II.9}]$$

Comme cela a été évoqué précédemment, on peut définir trois emplois de ces effets thermoélectriques :

- la mesure de température via les thermocouples,
- la génération d'électricité par l'exploitation d'une différence de température,
- le chauffage ou le refroidissement via l'alimentation électrique des semi-conducteurs composant un module thermoélectrique.

C'est de cette dernière application dont il sera question dans ce travail de thèse.

II.3.3 Les modules thermoélectriques

II.3.3.1 Etat de l'art

L'élément central d'une pompe à chaleur thermoélectrique correspond au module thermoélectrique. Le module thermoélectrique est constitué de couples thermoélectriques reliés électriquement entre eux par un pont métallique conducteur au pouvoir thermoélectrique supposé nul nommé : « jonction ». Ces couples sont constitués d'un matériau semi-conducteur dopé P ($\alpha > 0$) et d'un matériau semi-conducteur dopé N ($\alpha < 0$). Actuellement, le principal matériau utilisé au sein des modules thermoélectriques commerciaux est le Tellure de Bismuth (Bi_2Te_3), en raison de ses bonnes performances à température ambiante [Nolas 2001]. Tous les couples composant le module thermoélectrique sont associés électriquement en série et thermiquement en parallèle. Dans la majorité des cas, l'ensemble des semi-conducteurs composant le module thermoélectrique est inséré entre deux plaques de céramique permettant de solidifier l'ensemble et d'assurer l'isolation électrique avec l'extérieur. On trouve, de manière plus marginale, des modules thermoélectriques sans céramique [Basel 2009] limitant ainsi les résistances thermiques. Une des contraintes vis-à-vis des modules thermoélectriques vient des propriétés physiques du matériau semi-conducteur utilisé qui limitent la différence de température acceptable entre la jonction chaude et froide. Cette température avoisine les 70°C pour le Tellure de Bismuth généralement utilisé. Afin de générer des différences de températures supérieures on a recours à la mise en cascade de modules thermoélectriques (*figure II-11*). Ainsi, la puissance chaude générée par un étage de semi-conducteur est utilisée en tant que puissance froide pour l'étage supérieur. Nous avons alors une augmentation du gradient de température globale [LairdTech 2005]. Nous verrons au cours du troisième chapitre que l'assemblage en cascade de modules thermoélectriques présente d'autres avantages.

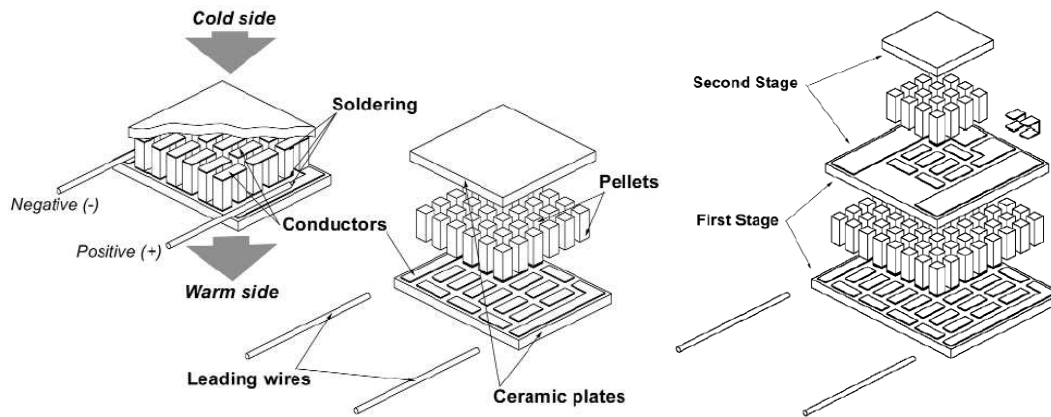


Figure II-11 : Représentation schématique d'un module thermoélectrique simple et à 2 étages [Gromov]

La forme des modules thermoélectriques est également très variable en fonction des contraintes d'utilisation. On trouve des modules thermoélectriques adaptés à la géométrie de la surface à exploiter (figure II-12).



Figure II-12 : Illustration des différentes formes de modules thermoélectriques commercialisés

II.3.4 Avantages et inconvénients des pompes à chaleur thermoélectriques

Les pompes à chaleur thermoélectriques présentent de nombreux avantages en comparaison avec les PAC classiques :

- absence de pièces mécaniques ayant pour conséquence un faible besoin de maintenance,
- absence de fluides frigorigènes,
- système aisément réversible par inversion du sens du courant électrique,
- système pouvant fonctionner dans des environnements trop contraignants (encombrement, contraintes mécaniques...) pour les PAC classiques,
- système compact,
- silencieux,
- mise en service rapide et contrôle facile,
- fonctionnement indépendant de la position des modules thermoélectriques (horizontale, verticale).

En terme de performances (COP), les pompes à chaleur classiques restent supérieures aux systèmes thermoélectriques.

II.4 Les applications pour les pompes à chaleur thermoélectriques

Les nombreux avantages des pompes à chaleur thermoélectriques leur ont permis de s'implanter dans divers milieux. Riffat dresse une liste des applications commerciales des systèmes de refroidissement thermoélectrique (*tableau II-2*) [Riffat 2003] :

<i>secteur</i>	<i>Produits</i>
<i>Militaire/Aérospatial</i>	Refroidissement de composants électroniques, vêtements individuels réfrigérés, refroidissement de capteurs infrarouge, de diodes laser...
<i>Produit de consommation</i>	Réfrigérateurs de voiture, glacières électriques, fûts de bière réfrigérés, canettes réfrigérées, refroidisseurs portables d'insuline, casques réfrigérés
<i>Équipement scientifique et de laboratoire</i>	Refroidisseurs de diodes laser, de circuits intégrés, de modules d'électrophorèse, Bains thermostatés, plaques froides de laboratoires, chambres froides.
<i>Contrôle de température en industrie</i>	Microprocesseurs de PC, microprocesseurs d'automates, stabilisation de température d'encre de photocopieurs et imprimantes.
<i>Restauration</i>	Refroidissement de composants électroniques, vêtements individuels réfrigérés, refroidissement de capteurs infrarouge, de diodes laser...

Tableau II-2 : Liste des applications commerciales des systèmes de refroidissement thermoélectrique.

Dans cette partie nous dressons un tour d'horizon des applications thermoélectrique aux problématiques similaires à celles rencontrées dans notre travail de thèse.

II.4.1 Le refroidissement de composants électroniques

La liste des applications des systèmes thermoélectriques dressée par Riffat met en évidence les nombreuses applications liées au refroidissement de composants électroniques. Cette application développe des problématiques similaires à celles que nous allons rencontrer pour le développement d'une pompe à chaleur thermoélectrique couplée au bâtiment. Pour cette raison, nous exposons ci-après quelques études menées sur le refroidissement actif de systèmes électroniques.

Depuis l'apparition des systèmes électroniques, les flux de chaleur générés par les composants de ces systèmes n'ont cessé de croître. On considère également que pour maintenir une durée de vie acceptable aux composants électroniques, les températures de jonction ne doivent pas excéder un certain niveau de température. Cette contrainte de température, associée aux importantes densités de flux générées, rend les techniques de refroidissement passives (jets impactants [Mudawar 2001] ou refroidisseurs à micro-canaux [Wen 1997]) de moins en moins adaptées. Le refroidissement par voie active semble être l'unique solution pour répondre à cette problématique.

Actuellement, les seuls systèmes de refroidissement actif des composants électroniques commercialisés sont les refroidisseurs thermoélectriques.

Ils présentent l'avantage de pouvoir répondre à la contrainte d'encombrement qu'imposent les systèmes électroniques [Chein 2004]. De nombreux modèles analytiques ont été développés pour prédire les performances de tels systèmes de refroidissement. Huang et al. [Huang 2009] ont étudié de manière théorique, au moyen d'une analogie thermique, la capacité de refroidissement d'un module Peltier utilisant le vecteur eau (*figure II-13*). Le modèle validé expérimentalement met en évidence l'existence d'une zone optimale de fonctionnement correspondant à un couple « intensité-puissance thermique pompée ». En dehors de cette zone, le système par refroidissement thermoélectrique est moins efficace qu'un système de refroidissement par eau sans module Peltier notamment en raison de l'effet Joule.

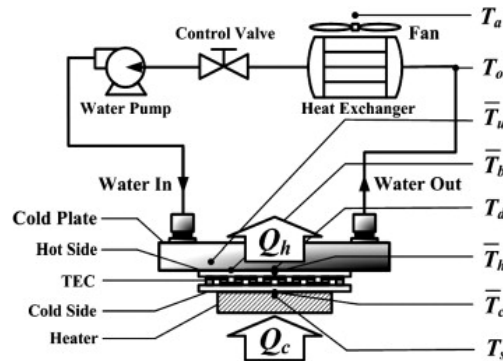


Figure II-13 : Refroidissement actif par eau d'un composant électronique. [Huang 2009]

Chang [Chang 2009] a étudié un système équivalent utilisant l'air comme vecteur de refroidissement (*figure II-14*).

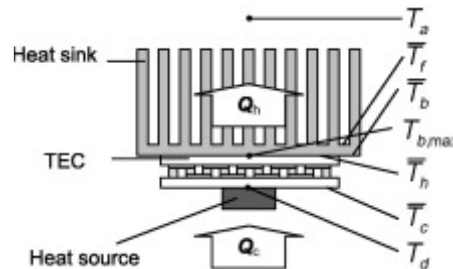


Figure II-14 : Refroidissement actif par air d'un composant électronique. [Chang 2009]

Ce système a été étudié analytiquement au moyen d'une analogie du réseau thermique ainsi que de manière expérimentale.

Les résultats mettent en évidence le rôle important joué par les différentes résistances thermiques du système et montrent également qu'au-delà d'une puissance de 50W à évacuer, les refroidisseurs thermoélectriques sont moins performants qu'un échangeur seul. Ces deux études doivent nous mettre en garde sur le mode refroidissement de la pompe à chaleur thermoélectrique que nous allons développer. En effet, il importe de comparer l'efficacité par refroidissement actif via les modules thermoélectriques et par simple refroidissement direct au moyen du fluide source.

En 2000, Min et Raw [Min 2000] ont montré au moyen d'un modèle analytique intégrant les résistances de contacts thermiques et électriques qu'il existait une longueur optimale pour les thermo éléments permettant une capacité de pompage thermique maximale. Ils ont

également montré que la valeur du COP augmentait avec la taille du thermo élément. Cette étude a également mis en évidence l'impact sur le COP des différentes résistances de contact (électrique, thermique, céramique).

Lee et Kim [Lee 2007] ont eux aussi étudié l'influence de la géométrie des thermo éléments ainsi que de leur nombre sur un système de refroidissement. Les simulations réalisées ont été effectuées au moyen d'un modèle en trois dimensions. L'étude fait apparaître que pour une hauteur d'élément donnée, les performances du système sont améliorées pour un grand nombre de thermo éléments à faible surface de contact avec l'échangeur (*figure II-15*).

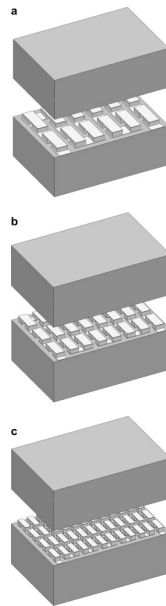


Figure II-15 : Différentes configurations de thermoéléments. [Lee 2007]

La problématique de la configuration des thermoéléments au sein du module thermoélectrique ne sera pas abordée plus en détail dans ce travail. Nous considérerons un module thermoélectrique commercial pour toute l'étude. Néanmoins, nous étudierons en détail l'agencement de ces modules thermoélectriques dans le système ce qui se rapproche de la problématique de l'optimisation de la géométrie des thermoéléments mais à une échelle supérieure.

II.4.2 Les applications « bâtiment »

Qingai Luo [Qinghai 2005] a étudié le potentiel d'applications thermoélectriques dans le bâtiment en mettant en évidence les nombreux flux thermiques mis en jeu dans un logement. Il a démontré que pour une gamme de différence de températures entre les fluides chauds et froids allant de -10 à $+15$ °C, des COP de 1,6 à 5,5 étaient envisageables.

On trouve actuellement de nombreux prototypes de systèmes appliqués aux bâtiments et notamment des systèmes de chauffage ou de refroidissement, que ce soit par air ou eau, ou encore des systèmes de chauffages de l'eau chaude sanitaire. De nombreux brevets existent sur ce type d'application, cependant, rares sont les systèmes commercialisés du fait des faibles performances qu'offrent les systèmes à effet Peltier.

La très grande majorité des pompes à chaleur thermoélectriques liées aux bâtiments le sont pour des systèmes d'air conditionné. La première pompe à chaleur thermoélectrique destinée à la climatisation d'un logement remonte à 1965 aux Etats-Unis. Cette pompe à chaleur thermoélectrique air/eau était composée d'une trentaine de modules thermoélectriques et avait été installée dans la maison mère de la société Carrier Corporation [Stockholm 1985]. Le brevet US6510696 [Guttman 2003] présente un système simple d'air conditionné au moyen de module Peltier couplé à une ventilation double flux via deux échangeurs de chaleur. Le système est également équipé d'un régulateur de température jouant alors sur les différents débits d'air. La société ACOME a déposé en 2006 un brevet portant sur un système de plancher chauffant rafraîchissant fonctionnant à partir d'une pompe à chaleur thermoélectrique (*figure II-16*). Ce brevet porte sur le développement d'échangeurs de chaleur offrant un fonctionnement optimal des modules thermoélectriques [Da-Rocha 2006].

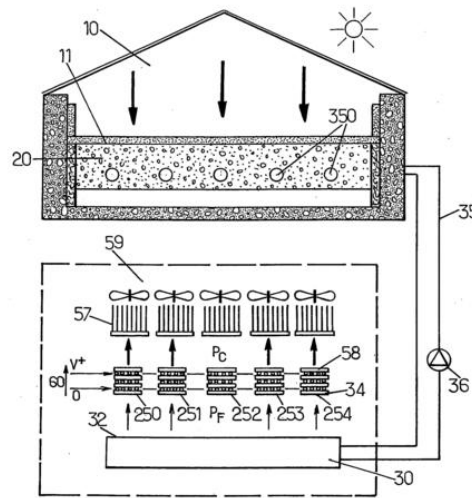


Figure II-16 : Système de plancher chauffant rafraîchissant associé à une pompe à chaleur thermoélectrique breveté par ACOME.

Cosnier et Fraisse ont également étudié un système de chauffage / rafraîchissement d'air destiné à la climatisation de logement (*figure II-17*) [Cosnier 2008].

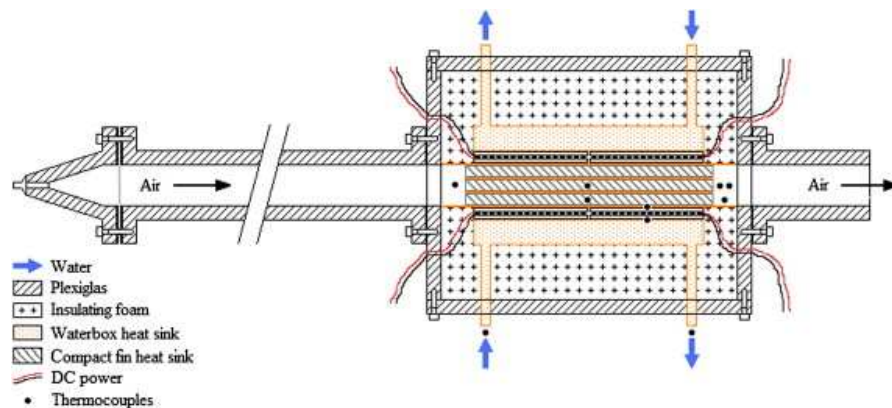


Figure II-17 : Système de chauffage et de rafraîchissement d'air par voie thermoélectrique [Cosnier 2008]

Les résultats expérimentaux montrent qu'un COP de 1.5 en refroidissement et de 2 en chauffage sont atteignables pour une intensité comprise entre 4 et 5 ampères et pour une faible différence de température (5 à 10 °C).

En 2007, Xu et al. [Xu 2007] publient une étude sur un système de pompe à chaleur thermoélectrique intégré à l'enveloppe du logement et alimenté par panneaux photovoltaïques (*figure II-18*). Les modules Peltier sont reliés :

- à l'air via un échangeur côté source,
- à un réservoir d'eau côté utile.

Ce réservoir joue le rôle de stockage d'énergie. Différentes configurations d'assemblage et d'alimentation des modules sont étudiées. Les résultats montrent que les modules doivent être associés en série et en parallèle (2 rangs parallèles de 4 modules associés en série). L'étude met notamment en évidence les différences de température entre les modules thermoélectriques constituant l'unité (de 2°C côté froid à 4°C côté chaud).

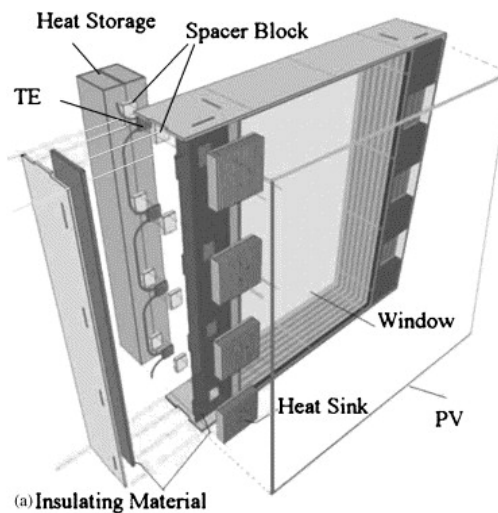


Figure II-18 : Système thermoélectrique intégré à l'enveloppe du bâtiment [Xu 2007]

Khire et al. [Khire 2005] ont également étudié un système de PACTE intégré à l'enveloppe du bâtiment et couplé à un panneau photovoltaïque (*figure II-19*) :

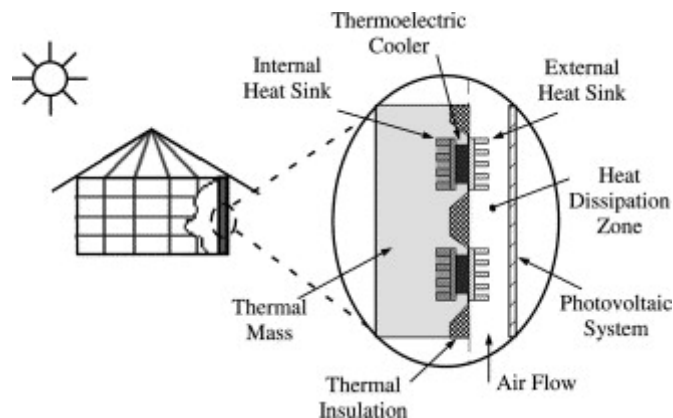


Figure II-19 : Système thermoélectrique intégré à l'enveloppe du bâtiment et couplé à un système photovoltaïque [Khire 2005]

La face interne des modules Peltier dissipe ou absorbe de la chaleur à la « masse thermique » via un échangeur de chaleur. Cette chaleur est alors dissipée ou absorbée au niveau de la zone de dissipation. Cette étude met en évidence :

- le rôle primordial joué par la base (épaisseur de matière) des échangeurs de chaleur en contact avec les modules Peltier,
- la configuration optimale (nombre de module) en fonction du besoin de rafraîchissement ou de chauffage.

Vázquez et al. [Vázquez 2001] ont également développé un système similaire qu'ils qualifient de système isolant actif. Le mur est constitué de modules thermoélectriques pris en sandwich entre deux glaces. Le système présente des COP de :

- 2,08 en mode chauffage pour une différence de température de 15 °C et une puissance de chauffe de 164,4 W/m²,
- 1,11 en mode rafraîchissement pour une différence de température de 10°C et une puissance dissipée de 28,8 W/m².

Riffat et Ma [Riffat 2006] ont développé un système très original de pompe à chaleur thermoélectrique réversible utilisant la chaleur latente d'un fluide de travail pour améliorer les performances du système (*figure II-20*). En été, la face chaude du module thermoélectrique vaporise le fluide de travail qui va se condenser et évacuer la chaleur vers l'air extérieur. En hiver, à l'inverse, le fluide de travail vient se condenser sur la face froide du module thermoélectrique cédant ainsi sa chaleur latente et améliorant les performances. Un modèle analytique basé sur des résultats expérimentaux a été développé afin de prédire les performances du système.

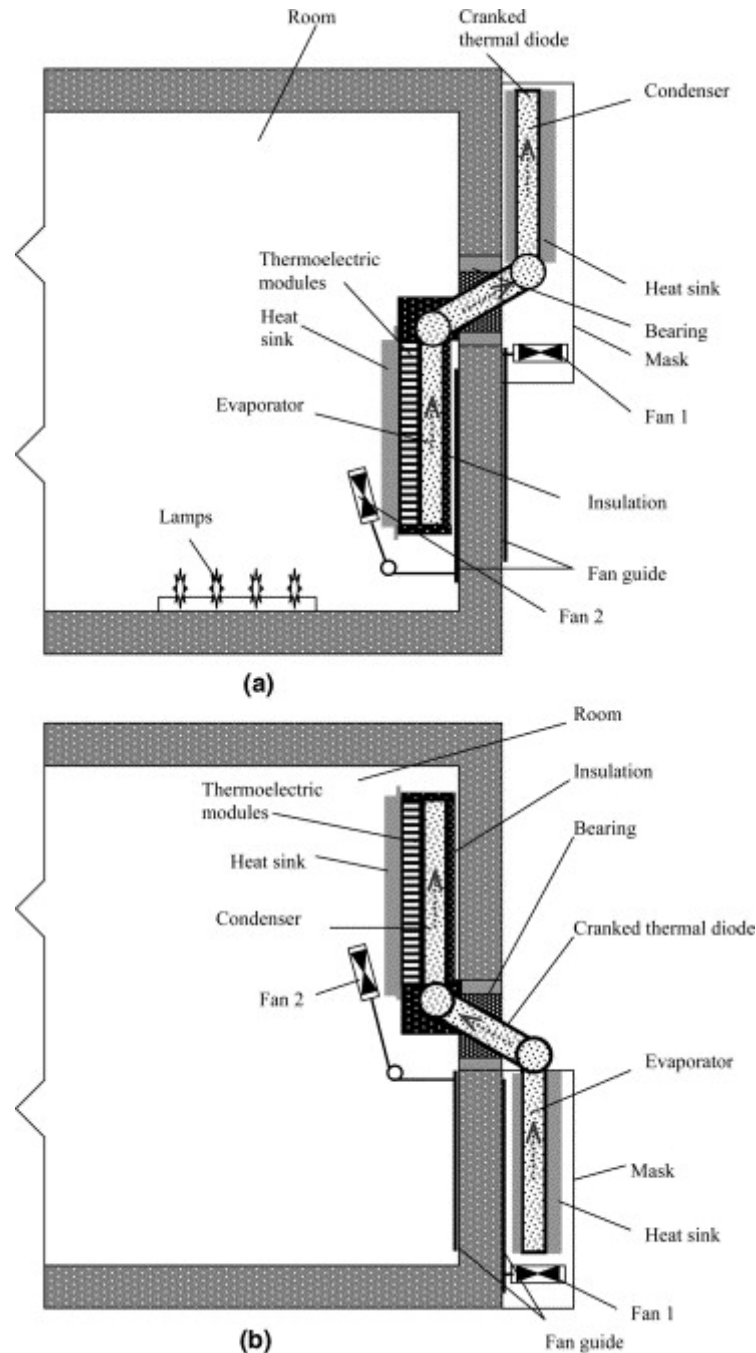


Figure II-20 : Pompe à chaleur thermoélectrique intégrée à l'enveloppe du bâtiment avec changement de phase du fluide de travail (a : mode rafraîchissement, b : mode chauffage) [Riffat 2006] .

Luo a développé un système original de pompe à chaleur thermoélectrique pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire (figure II-21) [Luo 2005]. Ce système utilise de l'acétone comme fluide de travail. L'eau chaude rejetée durant la douche évapore l'acétone via un échangeur de chaleur. La vapeur se condense alors au niveau d'un échangeur en contact avec la face froide d'un module thermoélectrique. Un échangeur, dans lequel circule l'ECS, est en contact avec la face chaude. Les résultats expérimentaux montrent des COP supérieurs à 1,45 pour une augmentation de la température de l'eau de 40 °C entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. Une réduction de la consommation d'énergie de 38% est obtenue par rapport aux systèmes présentant les performances minimales requises en Chine sur le chauffage de l'ECS.

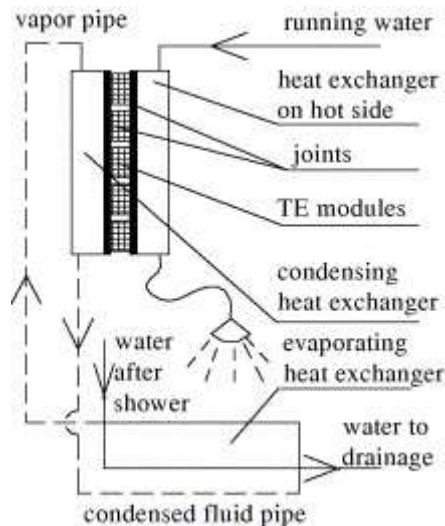


Figure II-21 : Chauffage de l'eau chaude sanitaire au moyen de modules thermoélectriques [Luo 2005].

II.5 Conclusion

Le besoin de développer de nouveaux systèmes réversibles de chauffage et de rafraîchissement s'inscrit dans un contexte :

- de dégradation de l'environnement,
- de prix croissant de l'énergie,
- d'amélioration des performances énergétiques des logements neufs.

Actuellement, les seuls systèmes réversibles couramment utilisés sont les pompes à chaleur thermodynamiques à compression. Elles connaissent un grand succès en France, notamment avec la fin de l'air du pétrole bon marché. Ces systèmes présentent cependant l'inconvénient d'être volumineux, bruyants, et de nécessiter l'utilisation de fluide frigorigène à fort potentiel de réchauffement global.

Les pompes à chaleur thermoélectriques semblent être de bonnes candidates pour venir concurrencer les PAC à compression. Elles sont silencieuses, compacts et ne nécessitent aucun fluide frigorigène. Le principal inconvénient de ce système vient du coefficient de performance qui reste inférieur à celui des PAC classiques. Nous avons montré par l'étude bibliographique que ce coefficient était régi par :

- les caractéristiques physiques des matériaux semi-conducteurs,
- la qualité des transferts de chaleur depuis le côté source vers l'utile,
- la gestion appropriée du système.

C'est sur l'aspect thermique ainsi que sur la gestion du système que va porter ce travail de thèse.

Le troisième chapitre développé dans ce travail portera sur la problématique de la gestion du système. L'enjeu est de développer une méthode permettant d'optimiser les performances du système pour une différence de température donnée à toute une gamme de puissance thermique.

Chapitre III

Optimisation des performances par la modularité du système

III.1 Introduction

Pour la totalité de ce travail de thèse, le critère principal que nous considérons pour l'optimisation du système est le coefficient de performance (COP). Un fonctionnement systématique du système à COP maximal, pour des conditions de température donnée, implique d'élaborer une méthode de gestion permettant simultanément de :

- fournir une puissance utile variable,
- maintenir un niveau de performance optimale (COP).

Les besoins de puissance et de température étant très variables au fur et à mesure de l'année, mais également à l'échelle de la journée, une stratégie de modulation en puissance du système est développée afin de répondre à la demande, sans pour autant dégrader les performances du système.

L'emploi de modules thermoélectriques à effet Peltier en tant que générateurs de chaleur ou de froid autorise deux principaux moyens de régulations :

- par variation du nombre de modules thermoélectriques en fonctionnement,
- par modulation de l'amplitude du courant électrique traversant les modules thermoélectriques.

Ce chapitre met en évidence une méthode de régulation permettant de maximiser la performance d'une pompe à chaleur thermoélectrique lors d'une production de chaleur ou de froid. Cependant, il convient dans un premier temps de bien appréhender le fonctionnement général d'un système de chauffage et de rafraîchissement associant une pompe à chaleur thermoélectrique à un émetteur de chaleur pour assurer le confort thermique d'un bâtiment.

L'optimisation de la gestion du système réalisée ci-après, met en exergue les contraintes de fonctionnement auxquelles nous allons devoir répondre par la suite pour l'optimisation complète du système.

III.2 Problématique

III.2.1 Description du système

Le système étudié correspond à un générateur de chaleur et de rafraîchissement innovant (GCRI) couplé à un plancher chauffant-rafraichissant hydraulique basse température. L'étude du couplage du système au bâtiment sera l'objet du dernier chapitre de ce travail. Il est néanmoins nécessaire, afin de bien cerner l'enjeu de la modularité en puissance du système, d'énoncer la problématique liée au besoin de puissance d'un bâtiment. Le fonctionnement de la solution est basé sur une loi d'eau. Cette loi lie la température moyenne du fluide circulant dans l'émetteur côté logement au besoin de puissance thermique (*figure III-1*).

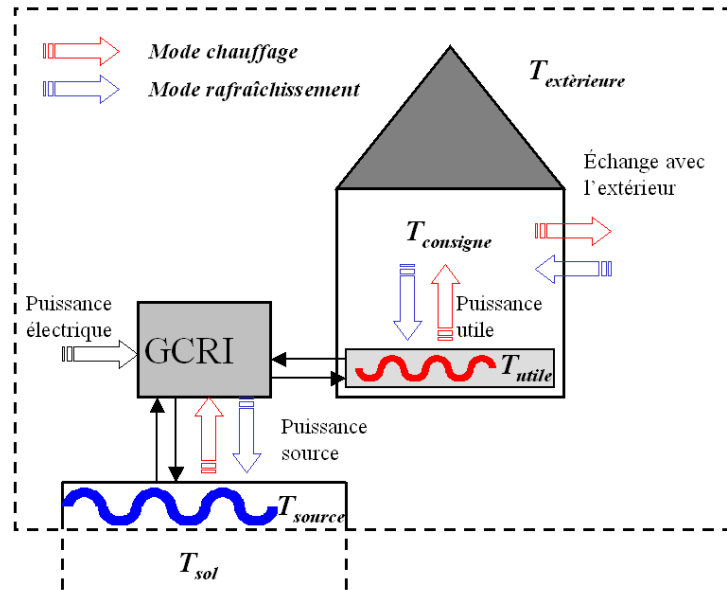


Figure III-1: Représentation schématique du système complet

III.2.2 La loi d'eau

III.2.2.1 Mode chauffage : Les déperditions thermiques

Les déperditions thermiques d'un logement sont fonction :

- de la température de consigne appliquée à l'air intérieur,
- de la température extérieure au logement,
- du coefficient global de déperdition thermique du logement appelé $U_{bât}$,
- du débit de ventilation hygiénique.

Pour la suite de l'étude, nous négligeons les apports de chaleur passifs.

Le coefficient de déperdition $U_{bât}$ correspond au rapport des déperditions thermiques sur la somme des surfaces déperditives :

$$U_{bât} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \left[\frac{1}{R_i} \cdot S_i \right]}{\sum_{i=1}^{i=n} S_i} \quad [III.1]$$

Le calcul des diverses résistances thermiques mises en jeu dans les déperditions thermiques n'est pas détaillé. Nous pouvons de manière simple, calculer les déperditions totales dues à l'enveloppe du logement au moyen :

- de la surface déperditive totale,
- du coefficient global de déperdition,
- de la température de consigne,
- de la température extérieure.

$$\phi_{env} = U_{bât} \cdot S_{bât} \cdot (T_{cons} - T_{ext}) \quad [III.2]$$

Cette relation est simplifiée en considérant une résistance thermique totale du logement :

$$\phi_{env} = \frac{|T_{cons} - T_{ext}|}{R_{bât}} \quad [III.3]$$

Avec,

$$R_{env} = \frac{1}{U_{bât} \cdot S_{bât}} \quad [III.4]$$

Les déperditions thermiques dues à la ventilation hygiénique sont calculées de la manière suivante :

$$\phi_{ventil} = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} (T_{cons} - T_{ext}) \quad [III.5]$$

Avec,

$$R_{ventil} = \frac{1}{\dot{m}_{air} C_{p_{air}}} \quad [III.6]$$

Le débit de ventilation est fonction de la configuration de la pièce et du système de ventilation considéré.

La puissance thermique à apporter en hiver devant compenser les pertes thermiques du logement, nous avons :

$$\phi_{dep} = \phi_{env} + \phi_{ventil} = \phi_{utile} \quad [III.7]$$

III.2.2.2 Mode rafraîchissement : Les apports thermiques

Lorsque le système fonctionne en mode rafraîchissement, durant la période estivale, le principe de la loi d'eau reste identique à celui du fonctionnement en mode chauffage. Dans un tel mode, le système devra lutter contre les apports thermiques de l'environnement extérieur. Nous observons une inversion de tous les flux :

$$\phi_{ventil} = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} (T_{ext} - T_{cons}) \quad [III.8]$$

$$\phi_{env} = U_{bât} \cdot S_{bât} \cdot (T_{ext} - T_{cons}) \quad [III.9]$$

III.2.2.3 Détermination de la température du fluide utile

L'émetteur considéré est un plancher chauffant réactif Thermacome (figure II-2) proposé par ACOME. Le flux thermique utile lie la température utile à la température de consigne via la résistance thermique totale de l'émetteur. Cette résistance met en jeu des phénomènes de :

- conduction au travers de la dalle béton et du revêtement de sol,
- convection au niveau du fluide,
- rayonnement dans le logement,
- convection naturelle.

Nous considérons une résistance thermique globale du plancher chauffant (R_{plan}) Thermacome de $0,29 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$ en mode chauffage et de $0,30 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$ en mode rafraîchissement [CSTB 2008].

Dès lors, nous pouvons écrire la loi d'eau en fonction de :

- La température de consigne :

$$\phi_{utile} = \left(\frac{|T_{utile} - T_{cons}|}{R_{plan}} \right) \quad [\text{III.10}]$$

- La température extérieure :

$$\phi_{utile} = \left(\frac{|T_{utile} - T_{ext}|}{R_{env} + R_{ventil} + R_{plan}} \right) \quad [\text{III.11}]$$

Pour une température de consigne fixée, nous obtenons une relation linéaire entre la température du fluide utile et le besoin de puissance utile. Il est alors possible de déterminer la gamme de température du fluide utile lors du fonctionnement du système en mode chauffage ou rafraîchissement. Ainsi, pour une pièce de 20 m^2 ayant une température de consigne de 19°C en mode chauffage et de 26°C en mode rafraîchissement, nous traçons l'évolution de la température nécessaire au fluide en fonction de la puissance utile nécessaire (*figure III-2 et III-3*).

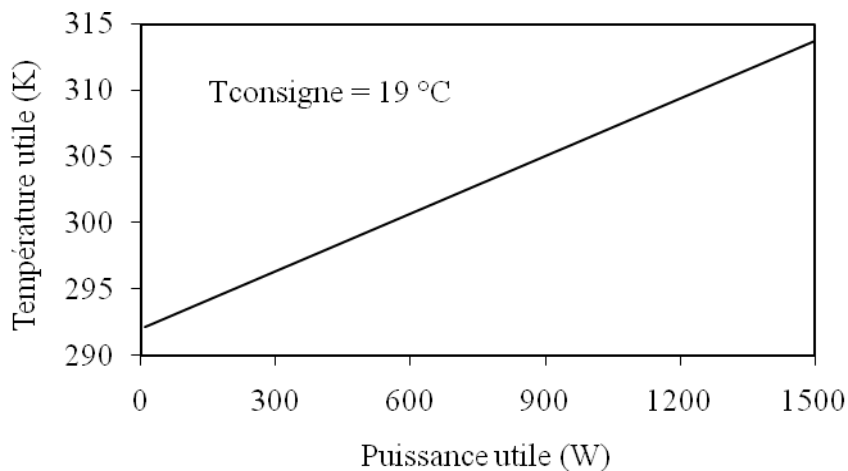


Figure III-2 : Loi d'eau en mode chauffage

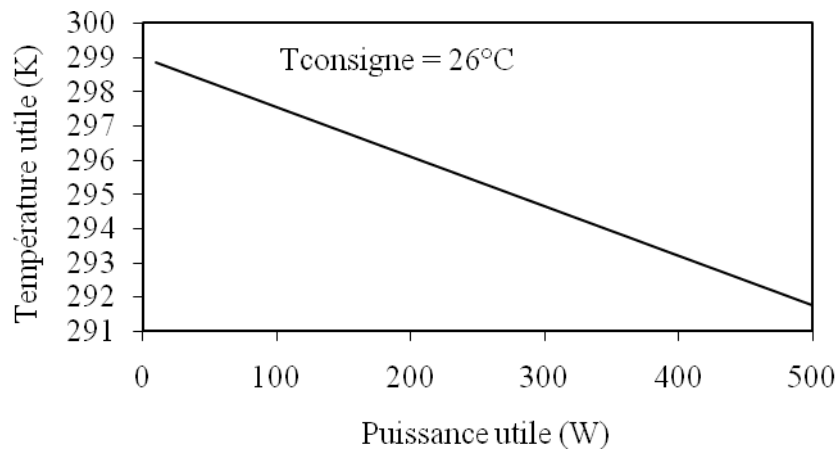


Figure III-3 : Loi d'eau en mode rafraîchissement

L'enjeu de la gestion du système est de répondre à cette loi d'eau de manière optimale. Un système thermique est généralement conçu et optimisé pour un point de fonctionnement particulier correspondant en général au point de fonctionnement le plus récurrent. C'est par une gestion optimisée du système que nous parvenons ensuite à étendre ses performances maximales.

III.3 Modélisation du GCRI

Avant de répondre à la question de la gestion optimisée d'un système, il convient d'appréhender correctement le fonctionnement dudit système. Nous développons un modèle analytique permettant d'analyser l'influence de divers paramètres sur les performances du GCRI afin d'apporter une réponse en terme de gestion de ce système thermique. Pour le développement du modèle analytique du GCRI nous considérons un fonctionnement en régime permanent. Une pompe à chaleur thermoélectrique est très réactive et ne nécessite pas d'établir un régime transitoire si nous comparons son inertie à celle d'un bâtiment. Les modules thermoélectriques ont un temps de réponse de l'ordre de la seconde en comparaison de celui d'un plancher chauffant qui sera plutôt de l'ordre de la minute et de l'heure pour celui du bâtiment.

III.3.1 Schéma résistif

III.3.1.1 Le système complet

Le schéma résistif complet du système GCRI + Thermacome intégrée au bâtiment est borné par la température du sol pour le côté source et par la température de l'air extérieur pour le côté utile. La figure III-4 présente le schéma résistif global du système liant ces deux températures.

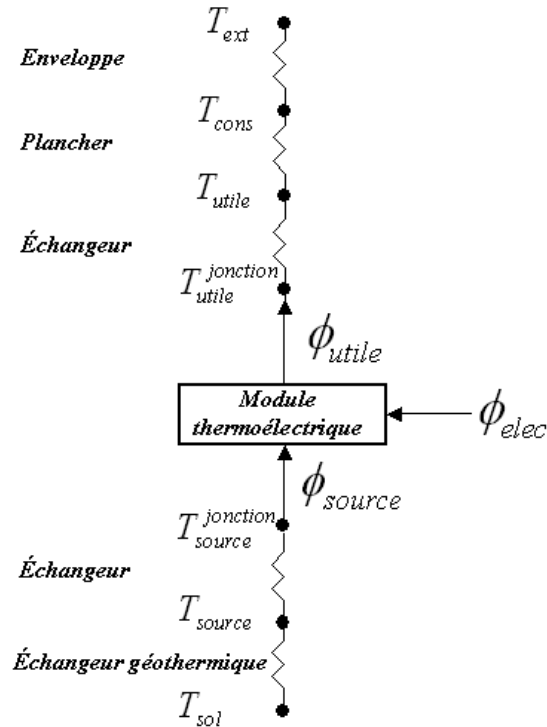


Figure III-4 : Schéma résistif global du système

III.3.1.2 L'unité thermoélectrique

Comme cela a été évoqué au chapitre II, une pompe à chaleur thermoélectrique est constituée de modules thermoélectriques et d'échangeurs de chaleur capables d'exploiter la différence de température entre les jonctions desdits modules. L'ensemble de 1 ou N modules thermoélectriques pris en sandwich entre 2 échangeurs de chaleur sera dans un premier temps défini comme étant une Unité Thermoélectrique (UT) (figure III-5). Ce système présente une multitude de résistances thermiques ayant un impact plus ou moins important sur les performances du système global.

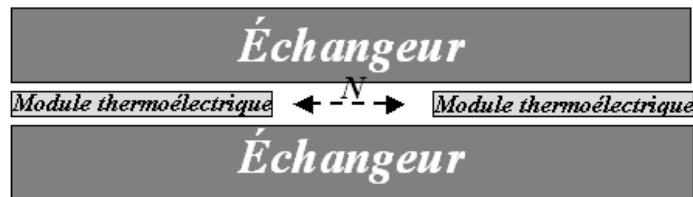


Figure III-5 : Unité thermoélectrique

La figure III-6 présente le schéma résistif depuis la température moyenne du fluide utile parcourant l'échangeur jusqu'au semi-conducteur. Le côté source n'est pas représenté ici du fait de la symétrie d'un point de vue résistif avec le côté utile. Le problème est traité en régime permanent ce qui explique l'absence de capacité dans le schéma résistif.

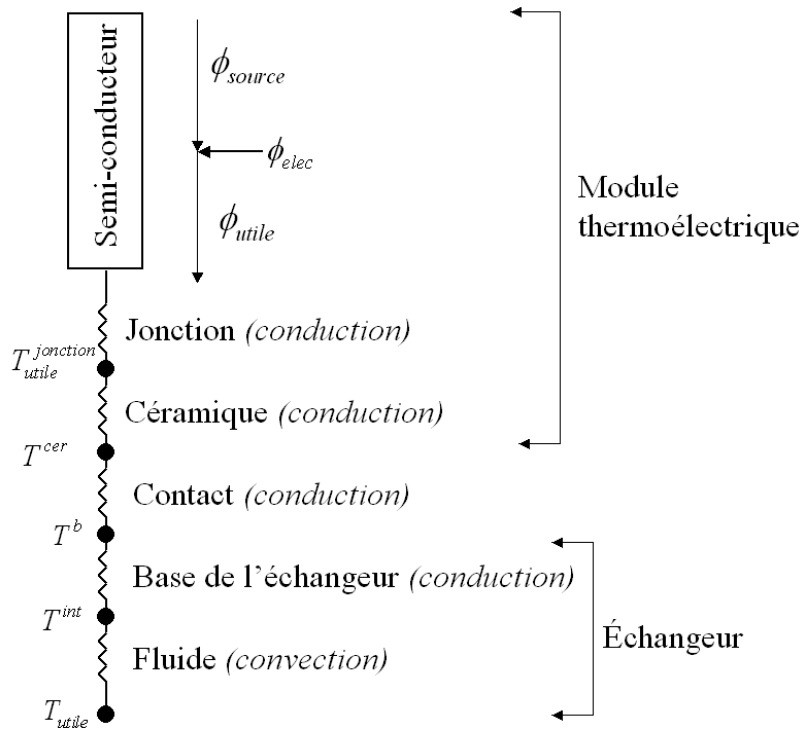


Figure III-6 : Schéma résistif détaillé d'une unité thermoélectrique

Il est possible de simplifier ce schéma résistif en ne considérant que deux résistances globales d'accès entre la jonction chaude et froide et l'échangeur lié à chacune de ces jonctions (figure III-7)

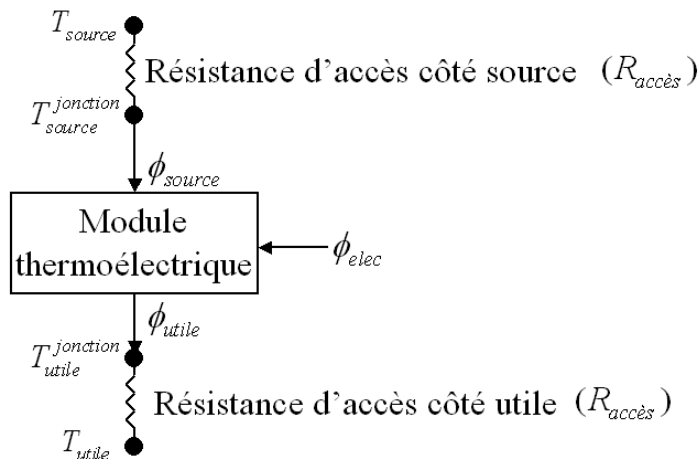


Figure III-7 : Schéma résistif simplifié d'une unité thermoélectrique

III.3.2 Mise en équation des phénomènes thermiques au sein du GCRI

III.3.2.1 Caractéristiques du module thermoélectrique

Nous présentons dans cette partie les résultats obtenus pour un générateur de chaleur et de rafraîchissement innovant (GCRI) constitué d'un module thermoélectrique pris en sandwich entre 2 échangeurs. La résistance thermique des échangeurs côté source et côté utile est considérée identique (même géométrie, même débit). Nous supposons également une circulation à contre courant entre le côté utile et source. En première approximation, nous

admettons donc un écart de température au niveau des jonctions relativement constant sur la totalité du module thermoélectrique. Pour cette raison, nous travaillons sur des températures moyennes entre l'entrée et la sortie des échangeurs pour les fluides côtés source et utile.

Le module thermoélectrique utilisé correspond au modèle 9501/242/160 B de chez Ferrotec dont les caractéristiques géométriques sont présentées par la figure III-8.

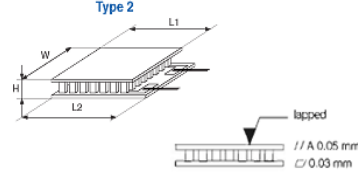


Figure III-8 : Module 9501/242/160 B de chez Ferrotec (Avec, $L1=55\text{mm}$, $L2=58\text{mm}$, $W=55\text{mm}$ et $H=3.45\text{mm}$) [FERROTEC 2011]

Les propriétés thermoélectriques du tellure de bismuth utilisé pour le module étant variables avec la température, nous utilisons les polynômes fournis par le constructeur pour les déterminer. Le détail des calculs pour ces données est disponible en annexe (Annexe I).

III.3.2.2 Les puissances thermiques

D'après les différents phénomènes thermoélectriques décrits dans le second chapitre, nous établissons un bilan thermique au niveau du module thermoélectrique.

Puissance Peltier absorbée à la jonction froide :

$$\phi_{fr}^{peltier} = \alpha \cdot I \cdot T_{fr}^{jonction} \quad [\text{III.12}]$$

Puissance Peltier générée à la jonction chaude :

$$\phi_{ch}^{peltier} = \alpha \cdot I \cdot T_{ch}^{jonction} \quad [\text{III.13}]$$

Puissance thermique par effet Joule :

$$\phi_j = r \cdot I^2 \quad [\text{III.14}]$$

Puissance thermique par conduction :

$$\phi_{cond} = K \cdot (T_{ch}^{jonction} - T_{fr}^{jonction}) = K \cdot \Delta T^{jonction} \quad [\text{III.15}]$$

L'impact de l'effet Thomson sur les puissances thermique est faible pour les écarts de température réduits auxquels nous travaillons. Pour cette raison, nous le négligeons [Fraisie 2011].

Suivant le mode de fonctionnement considéré, les puissances, utile et source du système peuvent être établies :

Mode chauffage

$$\phi_{\text{utile}} = \alpha \cdot I \cdot T_{\text{utile}}^{\text{jonction}} + 0,5 \cdot r \cdot I^2 - K \cdot (T_{\text{utile}}^{\text{jonction}} - T_{\text{source}}^{\text{jonction}}) \quad [\text{III.16}]$$

$$\phi_{\text{source}} = \alpha \cdot I \cdot T_{\text{source}}^{\text{jonction}} - 0,5 \cdot r \cdot I^2 - K \cdot (T_{\text{utile}}^{\text{jonction}} - T_{\text{source}}^{\text{jonction}}) \quad [\text{III.17}]$$

Mode rafraîchissement

$$\phi_{\text{utile}} = \alpha \cdot I \cdot T_{\text{utile}}^{\text{jonction}} - 0,5 \cdot r \cdot I^2 - K \cdot (T_{\text{source}}^{\text{jonction}} - T_{\text{utile}}^{\text{jonction}}) \quad [\text{III.18}]$$

$$\phi_{\text{source}} = \alpha \cdot I \cdot T_{\text{source}}^{\text{jonction}} + 0,5 \cdot r \cdot I^2 - K \cdot (T_{\text{source}}^{\text{jonction}} - T_{\text{utile}}^{\text{jonction}}) \quad [\text{III.19}]$$

L'expression des puissances globales générées par un module thermoélectrique fait apparaître les différentes puissances thermiques listées précédemment. Un transfert thermique par conduction a lieu au sein du matériau thermoélectrique depuis la jonction chaude vers la jonction froide.

Ce transfert thermique réduit la puissance chaude (*puissance utile en mode chauffage*) et la puissance froide (*puissance utile en mode rafraîchissement*). Cette perte thermique liée à la conduction au sein du semi-conducteur est d'autant plus importante que la différence de température entre la jonction chaude et froide est élevée.

Par ailleurs nous considérons une répartition équitable de la puissance thermique liée à l'effet Joule vers la jonction chaude et froide [Rowes 1995]. La puissance froide (absorbée par la jonction froide) se trouve pénalisée par cet effet. La puissance chaude est, elle, accrue grâce à cet effet Joule.

Enfin, la puissance thermique liée à l'effet Peltier vient s'ajouter à la puissance chaude et froide. C'est cet effet qui nous permet de définir notre système en tant que « pompe à chaleur ». Un bon matériau thermoélectrique, capable d'absorber une forte puissance thermique de manière efficace, devra posséder un facteur de mérite élevé, ce qui se traduit par :

- un fort coefficient Seebeck,
- une faible résistivité électrique (à l'inverse, pour la puissance chaude, cette résistivité doit être élevée),
- une faible conductivité thermique.

Les résistances d'accès liant la température de jonction à la température du fluide associée via la puissance thermique sont établies :

Mode chauffage

$$\phi_{\text{utile}} = \frac{T_{\text{utile}}^{\text{jonction}} - T_{\text{utile}}^{\text{fluide}}}{(R_{\text{accès}})_{\text{utile}}} \quad [\text{III.20}]$$

$$\phi_{\text{source}} = \frac{T_{\text{source}}^{\text{fluide}} - T_{\text{source}}^{\text{jonction}}}{(R_{\text{accès}})_{\text{source}}} \quad [\text{III.21}]$$

Mode rafraîchissement

$$\phi_{utile} = \frac{T_{utile}^{fluide} - T_{utile}^{jonction}}{(R_{accès})_{utile}} \quad [III.22]$$

$$\phi_{source} = \frac{T_{source}^{jonction} - T_{source}^{fluide}}{(R_{accès})_{source}} \quad [III.23]$$

Nous considérons dans la détermination des résistances d'accès :

- la résistance induite par la céramique du module thermoélectrique,
- la résistance de contact entre le module thermoélectrique et l'échangeur de chaleur,
- la résistance thermique de l'échangeur.

La céramique des modules Ferrotec ayant une conductivité de $35,3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, nous déterminons la résistance induite par cette dernière de la façon suivante :

$$R^{cer} = \frac{e^{MT}}{\lambda^{cer} . S^{MT}} = \frac{1,5.10^{-3}}{(55,5 \times 55,5).10^{-3} \times 35,3} = 0,014 \text{ K.W}^{-1} \quad [III.24]$$

Le contact entre l'échangeur de chaleur et le module thermoélectrique est effectué au moyen d'une graisse thermique. En première approximation nous nous basons sur la valeur proposée par Ritzer et Lau [Ritzer 1994] :

$$R^{contact} = 0,03 \text{ K.W}^{-1} \quad [III.25]$$

Concernant la résistance thermique de l'échangeur, celle-ci est directement fonction de la géométrie et des débits de fluide les traversant. Cette résistance est déterminée avec précision dans le chapitre IV consacré au développement et à l'optimisation de l'unité thermoélectrique.

En considérant une conservation des flux, nous établissons, grâce aux équations III.16 à III.23, une relation liant les températures des jonctions aux températures du fluide associé via l'intensité électrique et la résistance thermique d'accès.

$$T_{utile}^{jonction} = \frac{- \left[\frac{T_{utile}^{fluide}}{(R_{accès})_{utile}} + 0,5R_{elec}I^2 + \frac{K \cdot (\frac{T_{source}^{fluide}}{(R_{accès})_{source}} + 0,5R_{elec}I^2)}{K + \alpha I + \frac{1}{(R_{accès})_{source}}} \right]}{\alpha I + K \left(\frac{K}{K + \alpha I + \frac{1}{(R_{accès})_{source}}} - 1 \right) - \frac{1}{(R_{accès})_{utile}}} \quad [III.26]$$

$$T_{source}^{jonction} = \frac{\frac{T_{source}^{fluide}}{(R_{accès})_{source}} + 0,5R_{elec} + \frac{K((R_{accès})_{utile}R_{elec}I^2 + 2T_{utile}^{fluide})}{2K(R_{accès})_{utile} - 2(R_{accès})_{utile}I\alpha + 2}}{\alpha I + \frac{1}{(R_{accès})_{source}} - K \left(\frac{2K(R_{accès})_{utile}}{2K(R_{accès})_{utile} - 2(R_{accès})_{utile}I\alpha + 2} - 1 \right)} \quad [III.27]$$

Ces deux équations nous affranchissent des températures de jonctions qui sont inconnues et permettent de résoudre toutes les équations en fonction des données d'entrées que sont :

- les températures de fluide,
- les résistances thermiques d'accès,
- l'intensité électrique.

Du fait de la lourdeur des équations, celles-ci seront traitées au moyen du solveur d'équation Engineering Equation Solveur (EES).

III.3.2.3 Le coefficient de performance

La puissance électrique fournie au système correspond à la différence entre la puissance chaude et la puissance froide :

$$\phi_{elec} = \phi_{ch} - \phi_{fr} \quad [III.28]$$

Le coefficient de performance thermoélectrique est défini de la manière suivante :

Mode chauffage

$$COP_{ch}^{TE} = \frac{\phi_{ch}}{\phi_{elec}} = \frac{\alpha I T_{utile}^{jonction} + \frac{1}{2} r I^2 - K \Delta T^{jonction}}{\alpha I \Delta T^{jonction} + r I^2} \quad [III.29]$$

Mode rafraîchissement

$$COP_{fr}^{TE} = \frac{\phi_{fr}}{\phi_{elec}} = \frac{\alpha I T_{utile}^{jonction} - \frac{1}{2} r I^2 - K \Delta T^{jonction}}{\alpha I \Delta T^{jonction} + r I^2} \quad [III.30]$$

Ces équations du COP mettent en évidence l'importance :

- de la différence de température entre les jonctions du module thermoélectrique,
- des résistances d'accès côtés source et utile.

Pour des températures des fluides utile et source donnée, plus la résistance thermique d'accès est grande, plus la différence de température aux jonctions est grande également, réduisant d'autant les performances du système.

III.3.3 Le comportement général du GCRI

Le comportement général du GCRI par le biais d'une analyse de différentes variables du système est étudié dans cette partie.

III.3.3.1 Fonctionnement à COP maximal

Influence de l'intensité et des résistances thermiques d'accès pour une différence de température donnée :

La figure III-9 illustre les performances du GCRI en fonction de l'intensité électrique et de la résistance thermique d'accès côtés source et utile (prises identiques). Les données d'entrée sont :

- température du fluide utile : 300 K
- température du fluide source : 285 K

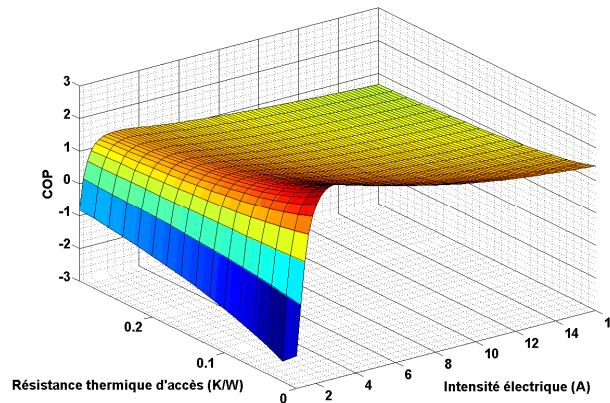


Figure III-9 : Évolution du COP d'un GCRI en fonction de l'intensité électrique et des résistances thermiques d'accès pour $T_{\text{utile}}=300\text{ K}$ et $T_{\text{source}}=285$

Les résultats montrent que :

- pour une résistance thermique d'accès fixée, il existe une intensité optimale donnant le COP maximal,
- pour une intensité fixée, plus la résistance thermique d'accès est faible, meilleur est le COP,
- l'intensité électrique optimale augmente avec l'augmentation de la résistance thermique.

On remarque sur la figure III-9 l'existence de COP négatifs pour les faibles intensités. En effet, en deçà d'une certaine intensité, pour des conditions de température données, la puissance thermique due à la conduction thermique est supérieure à celle créée par le système (Joule + Peltier dans le cas du mode chauffage) avec pour conséquence un COP négatif.

De la même façon, la figure III-10 montre l'existence d'une puissance utile optimale donnant un COP maximal pour une résistance thermique d'accès donnée. Par ailleurs, la puissance optimale diminue avec l'augmentation de la résistance thermique.

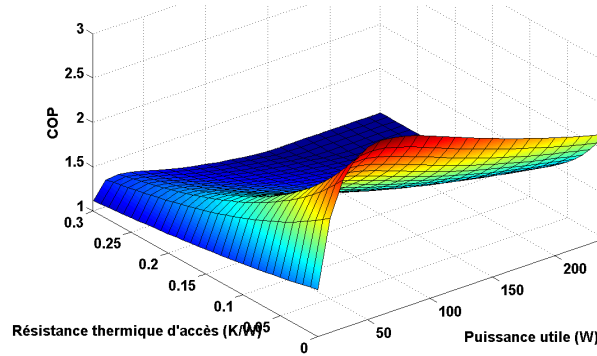


Figure III-10 : Évolution du COP d'un GCRI en fonction de la puissance utile et des résistances thermiques d'accès pour $T_{utile}=300\text{ K}$ et $T_{source}=285\text{ K}$

Influence de l'intensité et de la différence de température des fluides caloporteurs pour une résistance thermique d'accès fixée¹ :

La différence de température des fluides est directement fonction des résistances thermiques d'accès. L'augmentation de ces résistances se traduit par une augmentation de la différence de température des fluides. L'augmentation de la différence de température des fluides induit donc les mêmes conclusions que celles présentées précédemment lors de l'étude de l'influence de la résistance d'accès.

En conclusion :

- l'intensité électrique fournie à un module thermoélectrique agit directement sur la valeur des puissances sources et utiles,
- pour des conditions de température de fluides données, il existe une intensité optimale engendrant le COP maximal,
- pour des conditions de température de fluides données, il existe une puissance utile et source optimale (correspondant au COP maximal).

Afin de déterminer analytiquement ces valeurs, nous déterminons l'intensité optimale annulant la dérivée du COP (eq III.30 et III.29) par rapport à l'intensité et nous réintroduisons cette valeur d'intensité dans l'expression des puissances source et utile.

$$\frac{\partial COP}{\partial I} = 0 \quad [III.31]$$

La figure III-11 montre l'évolution en fonction de la température utile et en mode chauffage :

- des puissances source et utile engendrant le COP maximal,
- de la loi d'eau présentée précédemment.

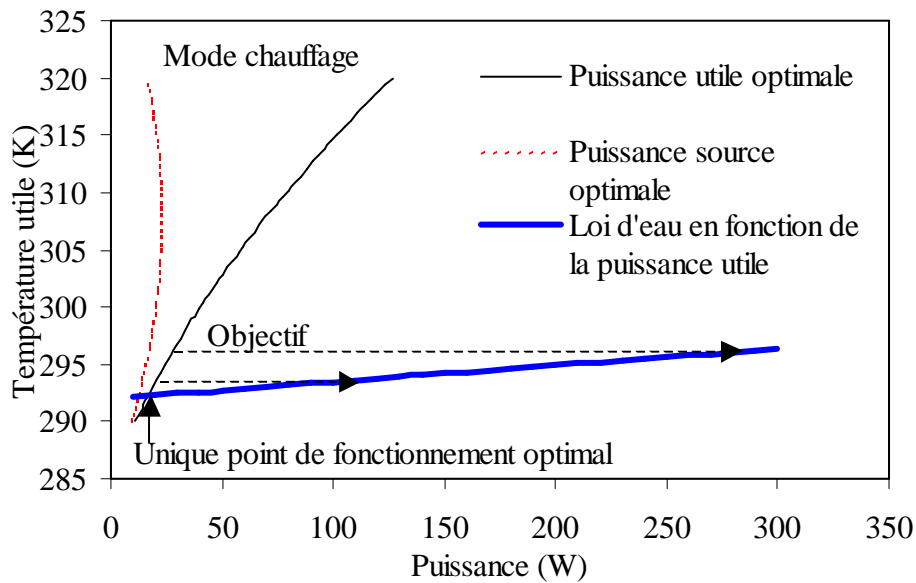


Figure III-11: Loi d'eau et évolution des puissances source et utile optimales en fonction de la température utile (température source de 285 K).

Ces résultats sont obtenus pour une température du fluide source de 285 K et une résistance thermique d'accès côtés utile et source de $0,1 \text{ K.W}^{-1}$. On remarque une augmentation régulière de la puissance utile optimale et le passage par un maximum pour la puissance source optimale.

Nous constatons qu'il n'existe qu'un seul point de fonctionnement optimal correspondant à l'intersection entre la loi d'eau et la courbe de puissance utile optimale. L'objectif d'une gestion optimisée consiste à adapter la puissance optimale pour une température de fluide utile, de manière à répondre à la loi d'eau le plus efficacement possible. Cet objectif est symbolisé par la flèche discontinue sur la figure III-11. Les puissances optimales délivrées par l'unité thermoélectrique considérée (1 module thermoélectrique pris en sandwich entre deux échangeurs) et pour une température de fluide utile donnée sont trop faibles au-delà de 292 K.

III.3.3.2 Le mode rafraîchissement pour une application bâtiment

La contrainte principale à laquelle nous tentons de répondre lors d'un fonctionnement en mode chauffage du système, est de travailler au COP le plus élevé possible.

Dans le cas d'un fonctionnement en mode rafraîchissement, la contrainte ne peut être la même. Le rafraîchissement d'un logement au moyen d'un plancher rayonnant parcouru par un fluide utile dont la température utile (environ 300 K) est supérieure à celle du fluide source (285 K) peut éventuellement se passer de toute consommation électrique. Le logement est alors refroidi par un transfert thermique simple depuis le côté utile vers le côté source. Il possède alors un COP infini (aucune consommation électrique mis à part celle des pompes de circulation) et assure néanmoins son rôle, en extrayant des calories à l'air intérieur du logement. Cependant, la puissance qu'absorbe la surface rayonnante peut ne pas être suffisante pour assurer le confort thermique du logement. Dès lors, un système actif tel que la pompe à chaleur thermoélectrique devient nécessaire. Le COP d'un tel système se dégrade alors de manière continue à mesure qu'on augmente l'intensité électrique pour augmenter la puissance thermique pompée à l'air intérieur (figure III-12).

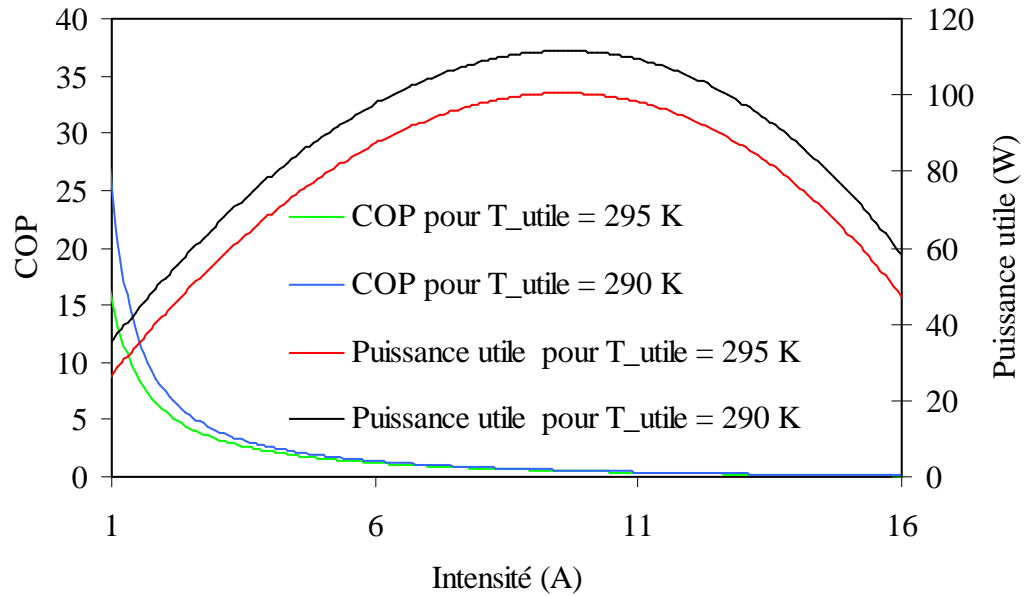


Figure III-12: Evolution du COP et de la puissance utile en fonction de l'intensité en mode rafraîchissement (température source de 285 K).

III.3.3.3 Influence des différentes puissances thermiques mises en jeu

Il est intéressant, afin de bien comprendre le comportement du GCRI, de détailler les puissances thermiques globales en étudiant celui des puissances thermiques des différents effets (eq III-12 à III-15). La figure III-13 illustre l'évolution en fonction de la température utile des puissances thermiques optimales :

- liées à l'effet Peltier côtés utile et source,
- liée à l'effet Joule et à la conduction thermique.

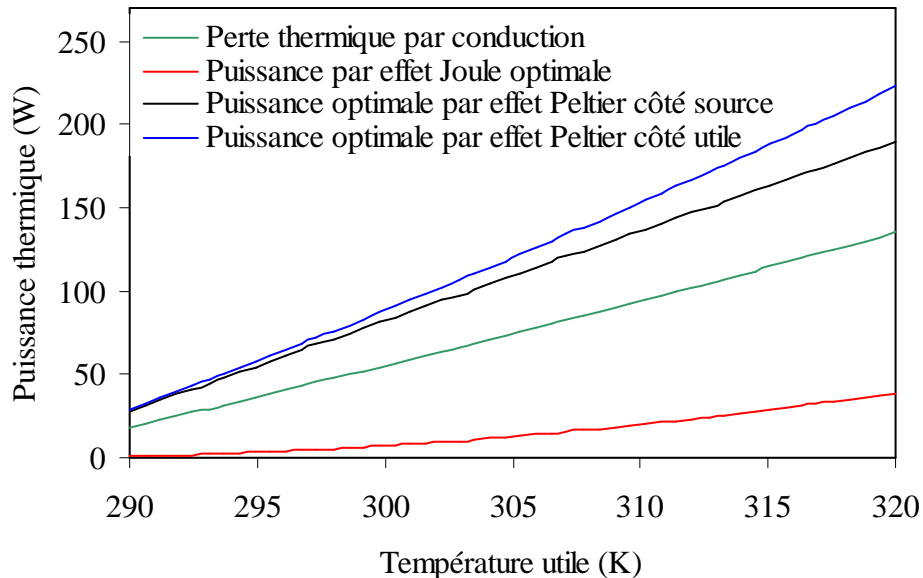


Figure III-13 : Evolution des puissances optimales intermédiaires en fonction de la température utile (température source de 285 K).

L'intensité optimale engendrant le COP maximal évolue de manière quasi linéaire avec l'augmentation de la température (figure III-14). Par conséquent, toutes les puissances liées

aux différents effets évoluent linéairement à l'exception de l'effet Joule (celui-ci étant proportionnel à l'intensité au carré).

La puissance utile n'étant réduite que par la conduction thermique, celle-ci augmente de manière continue avec la température utile. En revanche, la puissance source étant impactée par la conduction thermique et par l'effet Joule, elle passe par un maximum (voir figure III-11) au-delà duquel la somme des puissances thermiques due à l'effet Joule et à la conduction thermique augmente plus rapidement que la puissance thermique par effet Peltier.

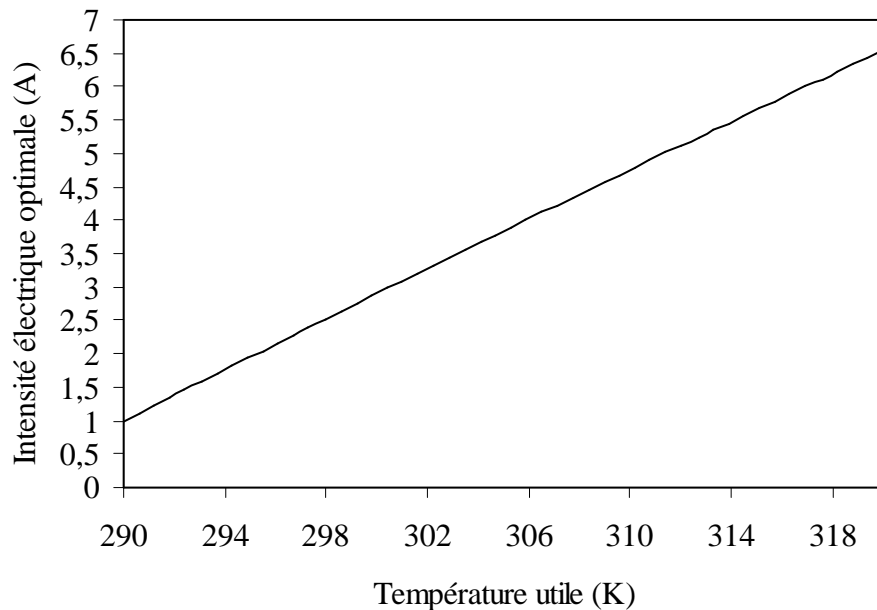


Figure III-14: Evolution de l'intensité électrique optimale générant le COP maximal en fonction de la température utile (température source de 285 K).

Les systèmes thermoélectriques sont fortement pénalisés par la conduction thermique et par effet joule pour le côté froid. Il est intéressant d'analyser l'impact des pertes thermiques sur les puissances potentiellement exploitables.

Pour le côté chaud (côté utile en mode chauffage) la puissance totale utile créée correspond à la puissance générée par l'effet Peltier et à $\frac{1}{2}$ de celle générée par l'effet Joule (eq III.16). La puissance totale est impactée à hauteur d'environ 60 % par la conduction thermique pour des conditions de fonctionnement à COP maximal et pour différentes conditions de température (figure III-15). Cela signifie que pour une puissance utile de 100 watts (puissance Joule + puissance Peltier), 60 watts seront perdus par conduction thermique aboutissant à une puissance utile réelle de 40 watts. La part des pertes tend à diminuer avec l'augmentation de la température utile.

Pour le côté froid (source en mode chauffage), le constat est pire. La puissance totale correspond au seul effet Peltier (eq III.17). Cet effet est impacté à hauteur de 70 à 90 % pour la gamme de température utile considérée (figure III-16).

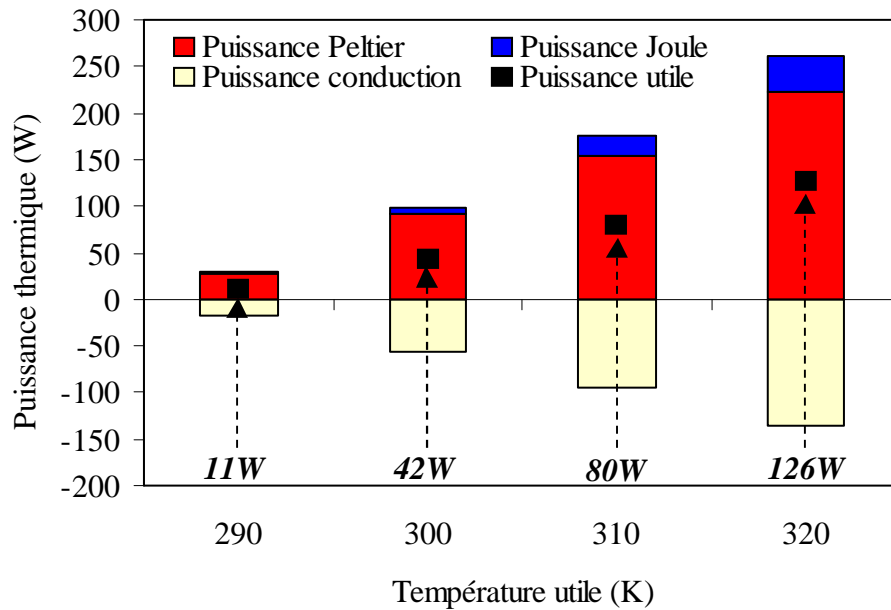


Figure III-15 : Pertes thermiques côté chaud pour les conditions opératoires optimales et pour différentes températures du fluide utile (température source de 285 K).

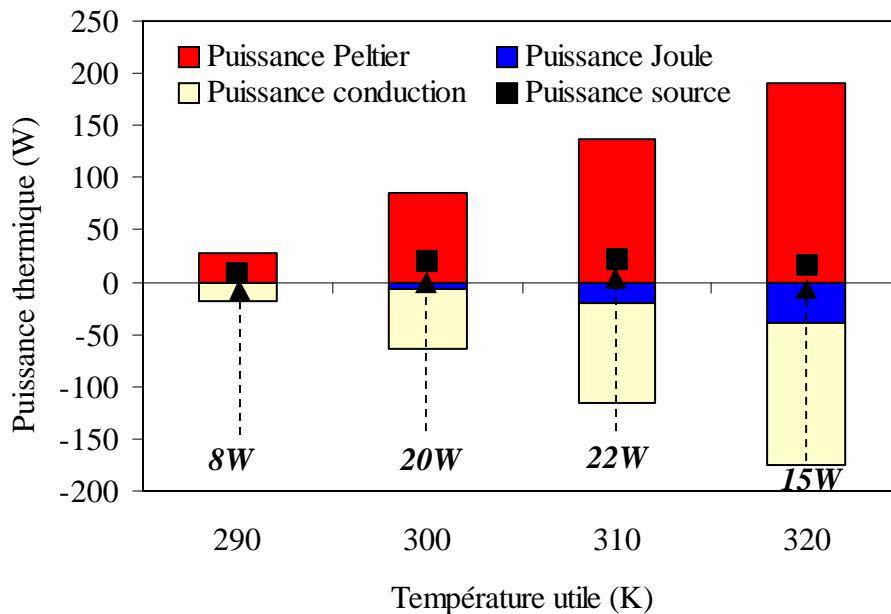


Figure III-16 : Pertes thermiques côté froid pour les conditions opératoires optimales et pour différentes températures du fluide utile (température source de 285 K).

Les pertes thermiques que nous venons de mettre en évidence reposent sur la problématique des propriétés physiques des matériaux utilisés. Cet aspect n'est pas plus détaillé dans ce travail. De nombreux laboratoires focalisent néanmoins leur recherche sur l'amélioration de ces matériaux pour des applications thermoélectriques.

Pour conclure sur le fonctionnement générale de la pompe à chaleur thermoélectrique, l'enjeu est de fournir, pour des conditions de températures données, n'importe quelle puissance utile tout en conservant le COP optimal dicté par ces mêmes conditions de température (figure III-17).

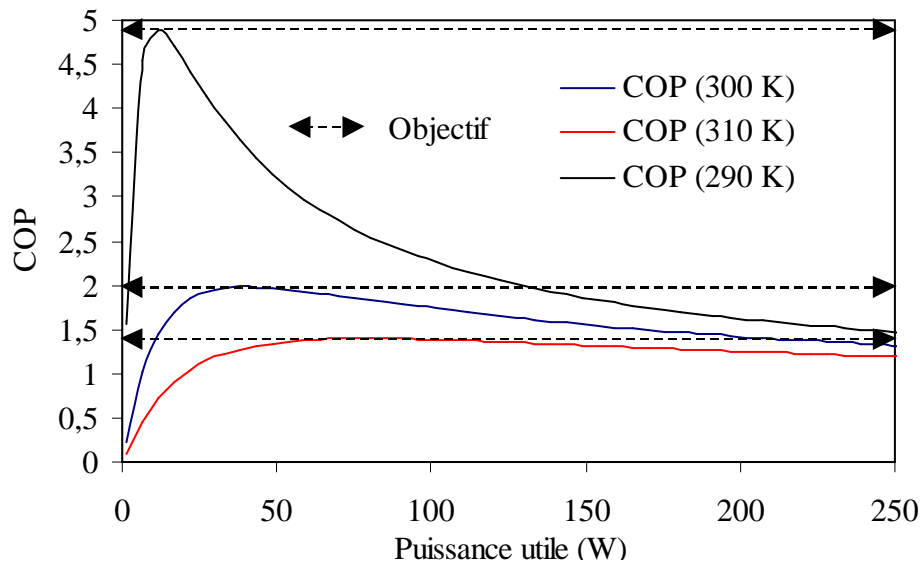


Figure III-17 : Objectif de maintien du COP maximal pour n'importe quel besoin de puissance utile (température source de 285 K).

En parvenant à couvrir n'importe quelle puissance thermique utile pour une température utile donnée en conservant le COP maximal, il est alors possible de répondre à n'importe quelle loi d'eau de manière optimale.

Deux solutions ont été évoquées en introduction de ce chapitre afin de réguler le besoin de puissance :

- la modulation de l'intensité,
- la déconnexion électrique de modules thermoélectriques.

La marge de manœuvre d'une modulation de la puissance par l'intensité électrique et notamment pour les faibles températures utiles est très faible. En effet, la zone de fonctionnement à COP maximal est très restreinte et dès lors que nous voudrions une puissance utile hors de cette zone, le COP sera considérablement dégradé. Nous allons maintenant montrer qu'au moyen d'une association judicieuse des modules thermoélectriques, il est possible de gérer le besoin de puissance par simple connexion ou déconnexion électrique.

III.4 Vers une gestion optimisée du système

La plupart des études sur les pompes à chaleur thermoélectriques visent soit :

- à améliorer le COP maximal,
- à augmenter la puissance maximale que peut transférer le système.

Comme cela a été montré au deuxième chapitre, les pompes à chaleur thermoélectriques sont généralement utilisées pour du refroidissement local pour lequel la performance est caractérisée principalement par la capacité à absorber de fortes densités de puissance et non pas par le COP.

Dans une application telle que celle que nous étudions, le travail à COP maximal est une contrainte forte. Cependant du fait des variations fréquentes des conditions de fonctionnement du système, une méthode de gestion optimale doit être envisagée. C'est par l'association des unités thermoélectriques que nous tentons de répondre à cette problématique. Il existe de nombreux brevets traitant du maintien d'un COP optimal vers les fortes puissances par le biais de l'association en parallèle d'unités thermoélectriques [Ilercil 2010] [Dean 2011]. Néanmoins, nous montrons ici qu'il est également possible au moyen d'associations en cascade de maintenir ce COP pour des besoins en puissance plus faibles que la puissance optimale délivrée par une unité thermoélectrique.

Nous considérerons le cas d'un fonctionnement en mode chauffage. La puissance source correspondra à la puissance froide et la puissance utile à la puissance chaude. Dans un premier temps, nous exposons l'intérêt des différents modes d'association pour des températures de fluide utile et source fixées respectivement à 300 K et 285 K. Nous généralisons par la suite la méthode de gestion à toute une gamme de températures.

III.4.1 Association en parallèle

L'association en parallèle d'unités thermoélectriques équivaut à une alimentation hydraulique en parallèle de plusieurs unités thermoélectriques (*figure III-18*).

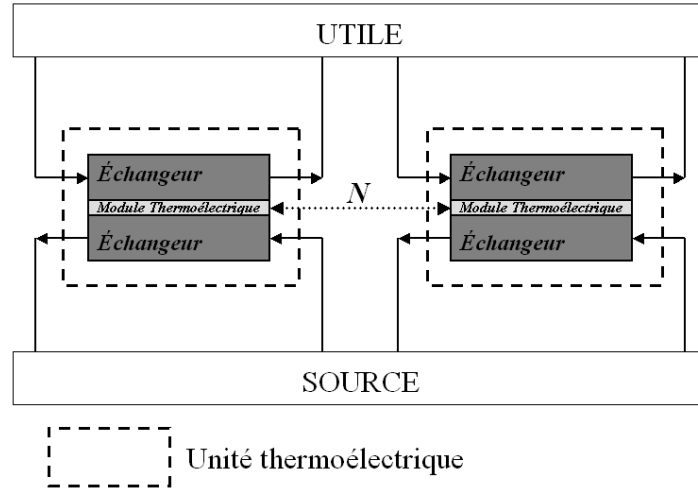


Figure III-18 : Schéma hydraulique d'une association en parallèle de deux unités thermoélectriques

De manière générale, pour une association de N unités thermoélectriques, on écrit que la somme des puissances thermiques utile et source s'additionnent :

$$(\phi_{\text{utile}})_{\text{tot}} = \sum_{j=1}^N \phi_{\text{utile}}(j) \quad [\text{III.32}]$$

$$(\phi_{\text{source}})_{\text{tot}} = \sum_{j=1}^N \phi_{\text{source}}(j) \quad [\text{III.33}]$$

Ainsi, nous écrivons,

$$(\phi_{elec})_{tot} = \sum_{j=1}^N \phi_{elec}(j) \quad [III.34]$$

Et par conséquent,

$$COP_{tot} = \frac{\sum_{j=1}^N \phi_{utile}(j)}{\sum_{j=1}^N \phi_{elec}(j)} \quad [III.35]$$

Afin d'obtenir des conditions de fonctionnement identiques au niveau de chaque unité thermoélectrique, il suffit de fournir un débit de fluide identique à chacun des échangeurs côté utile et de faire de même pour les échangeurs côté source. Partant du fait que nous recherchons systématiquement à engendrer le COP maximal et que les débits sont identiques pour chaque échangeur, l'intensité optimale fournie à chaque module est la même pour chacun d'eux. Chaque unité thermoélectrique travaille alors dans les mêmes conditions de température, et de débit. En considérant l'association en parallèle de N unités thermoélectriques nous avons les relations suivantes :

Pour $j = 1$ à N :

$$\dot{m}_{utile}(j) = cste \quad [III.36]$$

$$\dot{m}_{source}(j) = cste \quad [III.37]$$

$$I(j) = cste \quad [III.38]$$

$$\Delta T^{jonction}(j) = cste \quad [III.39]$$

$$T_{utile}^{fluide}(j) = cste \quad [III.40]$$

$$T_{source}^{fluide}(j) = cste \quad [III.41]$$

$$\phi_{utile}(j) = cste \quad [III.42]$$

$$\phi_{source}(j) = cste \quad [III.43]$$

$$\phi_{elec}(j) = cste \quad [III.44]$$

Pour un système à N unités thermoélectriques associées en parallèle avec les mêmes débits et la même intensité électrique, nous obtenons le bilan suivant :

$$(\dot{m}_{utile})_{tot} = N \cdot \dot{m}_{utile} \quad [III.45]$$

$$I_{tot} = I(j) = I_{COP_{max}} \quad [III.46]$$

$$(\phi_{utile})_{tot} = N \cdot \phi_{utile}(j) \quad [III.47]$$

$$(\phi_{source})_{tot} = N \cdot \phi_{source}(j) \quad [III.48]$$

$$(\phi_{elec})_{tot} = N \cdot \phi_{elec}(j) \quad [III.49]$$

Pour l'expression du COP du système, nous avons :

$$COP_{tot} = \frac{(\phi_{utile})_{tot}}{(\phi_{elec})_{tot}} = \frac{N \cdot \phi_{utile}(j)}{N \cdot \phi_{elec}(j)} = COP(j) \quad [III.50]$$

La figure III-19 présente l'évolution du COP du système pour différents nombres d'unités thermoélectriques associées en parallèle (de 1 à 10) en fonction de la puissance utile totale générée par le système.

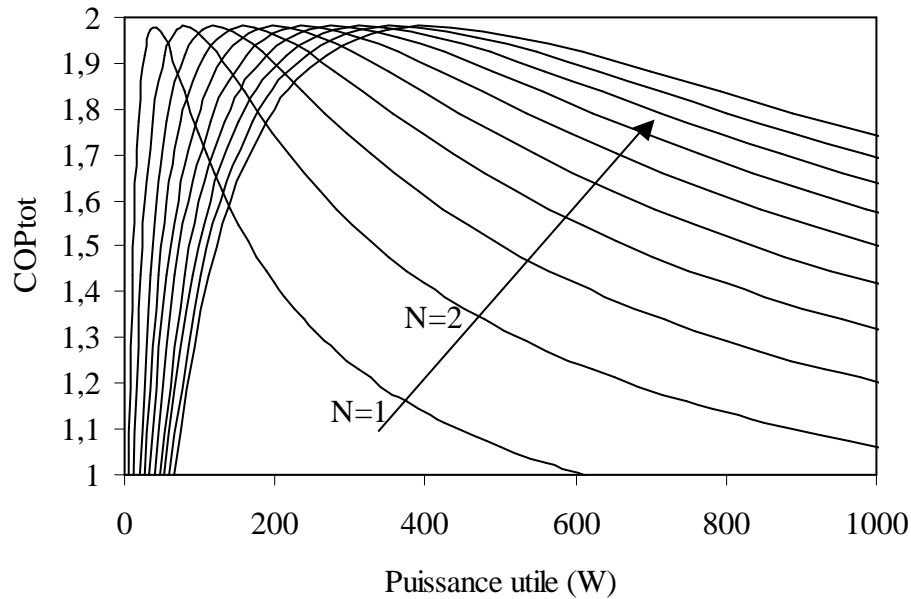


Figure III-19 : Evolution du COP en fonction de la puissance utile (mode chauffage) pour différents nombres d'unités thermoélectriques associées en parallèle (température source de 285 K et température utile de 300 K).

Il est possible de maintenir le COP maximal pour des conditions de températures côtés utile et source données pour quasiment n'importe quelle puissance utile désirée supérieure à la puissance optimale générée par une seule unité thermoélectrique. Il suffit pour cela de connecter le nombre adéquat d'unités thermoélectriques en fonction du besoin de puissance. Chacune de ces unités sera alimentée électriquement de façon optimale et identique et produira la même puissance thermique. La figure III-20 présente les COP obtenus en connectant jusqu'à 10 unités thermoélectriques (UT) en parallèle.

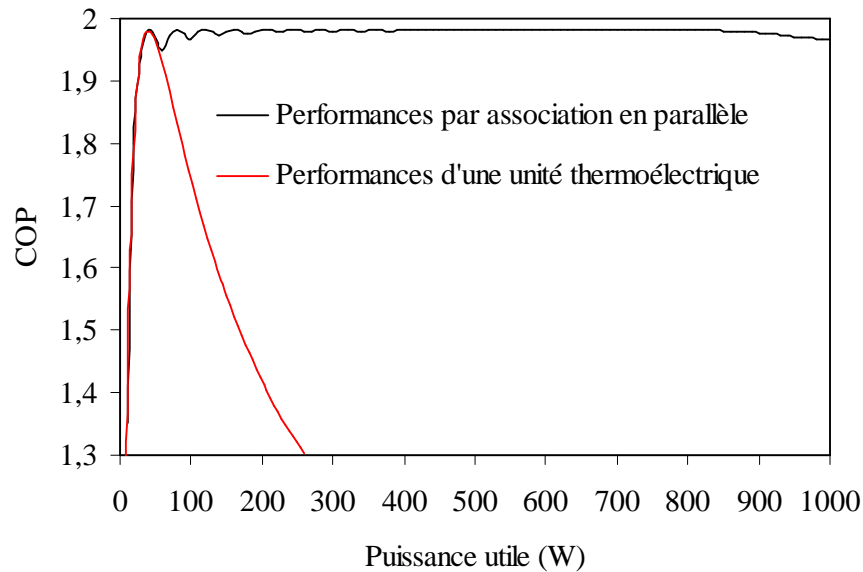


Figure III-20 : COP maximal atteignable au moyen de l'association en parallèle d'UT en fonction de la puissance utile désirée (température source de 285 K et température utile de 300 K).

III.4.2 Association en cascade

III.4.2.1 Principe et état de l'art

Le principe de l'association en cascade de modules thermoélectriques repose sur l'utilisation de la puissance chaude d'un module en tant que puissance froide pour le module supérieur. L'association en cascade de modules thermoélectriques date de nombreuses années.

En 1977, Lindler propose une étude visant à améliorer les performances d'une pompe à chaleur thermoélectrique au moyen de ce type d'association. Cette étude part du constat que les pompes à chaleur offrent des résultats satisfaisants pour de très faibles différences de température mais que ces résultats se dégradent fortement pour des écarts de température importants entre le côté froid et le côté chaud.

L'objectif de l'association en cascade est donc de créer une différence de température au niveau de chaque module qui ne soit qu'une fraction de la différence de température totale. La comparaison entre un système simple et un système à deux modules en cascade montre une amélioration du COP de 54 % pour un écart de température total de 70°C en mode refroidissement. Les résultats de cette étude mettent également en évidence le fait qu'au delà d'un écart de température de 30°C le COP obtenu par l'association en cascade devient supérieur à celui obtenu avec un système simple.

Xuan et al. [Xuan 2002] ont étudié l'association en cascade de :

- de deux modules en cascade de même dimension,
- de deux modules en cascade de dimensions différentes (figure III-21).

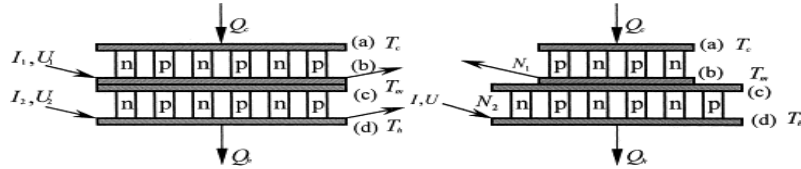


Figure III-21 : 2 configurations de cascade étudiée par Xuan et al.

Les résultats qu'ils obtiennent pour une différence de température globale de 60°C montrent que le COP maximal atteint est amélioré dans le cas d'une configuration pyramidale (0,17 contre 0,16). En revanche la puissance pompée maximale est inférieure dans le cas de la configuration pyramidale (3,08 contre 3,21) en raison d'un nombre plus faible de semi-conducteurs au niveau de la zone de pompage.

En 2009, Yu et Wang [Yu 2009] ont étudié la possibilité d'augmenter le COP maximal d'une pompe à chaleur thermoélectrique en jouant sur le nombre de semi-conducteurs associés en cascade et sur leur géométrie. Les résultats montrent notamment que le passage de un à deux étages de semi-conducteurs améliore notablement les performances du système en terme de COP froid (figure III-22).

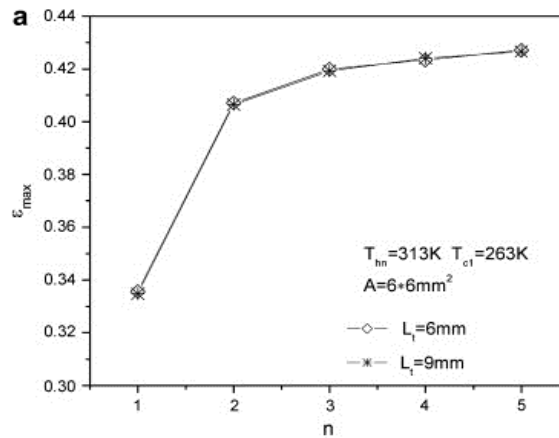


Figure III-22 : Evolution du COP en fonction du nombre d'étages de semi-conducteurs associés en cascade pour 2 longueurs de semi-conducteurs différentes (6 et 9 mm)

Cheng et Shih [Cheng 2006] ont travaillé sur l'optimisation au moyen d'algorithmes génétiques d'une association en cascade de deux modules thermoélectriques pour un fort écart de températures (90°C). Cette optimisation visait à améliorer soit la capacité de refroidissement, soit le COP du système. Les résultats obtenus lors de la maximisation du COP restent néanmoins très faibles comme l'indique la figure III-23. Cette figure présente les COP obtenus en fonction de l'intensité électrique fournie (I_e) et du nombre de couples de semi-conducteurs utilisés (N_c). Les trois résultats correspondent à trois résistances thermiques différentes entre les deux étages de la cascade.

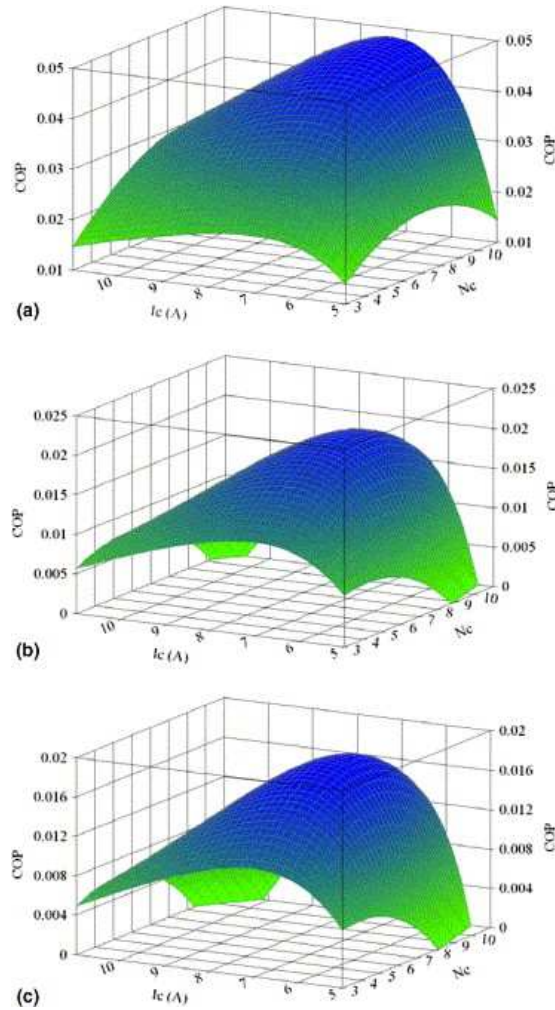


Figure III-23 : Résultats de maximisation du COP d'un système en cascade de 2 modules thermoélectriques par Cheng et Shih [Cheng 2006] (a) $R_{cascade} = 2 \text{ cm}^2 \text{ K.W}^{-1}$; (b) $R_{cascade} = 0.2 \text{ cm}^2 \text{ K.W}^{-1}$; (c) $R_{cascade} = 0.02 \text{ cm}^2 \text{ K.W}^{-1}$.

Cette étude de Cheng et Shih met en évidence un des éléments clés de l'association en cascade de modules thermoélectriques : la résistance thermique supplémentaire que l'on introduit entre 2 étages de la cascade (*figure III-24*). Nous montrerons par la suite que la valeur de cette résistance joue un rôle majeur dans le comportement global du système.

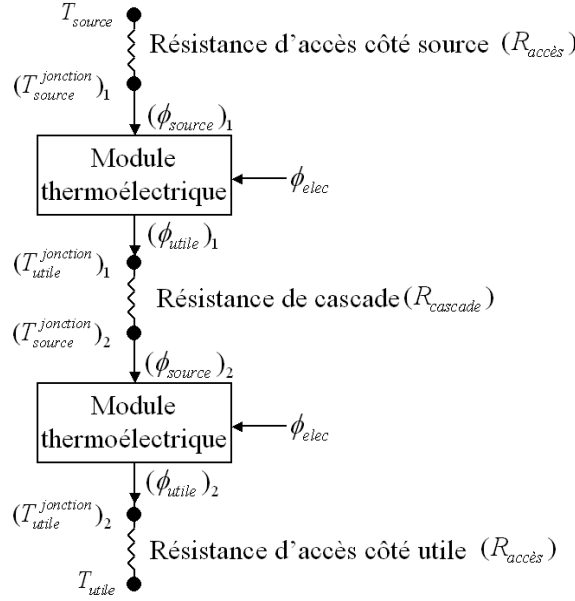


Figure III-24 : Schéma résistif d'une association de modules thermoélectriques en cascade.

III.4.2.2 Mise en équation du problème

L'association d'unités thermoélectriques en cascade consiste en l'utilisation de la puissance chaude d'un module en tant que puissance froide pour le module supérieur. Pour l'étude qui suit, nous appliquons la même intensité électrique à chaque module thermoélectrique. Une étude sur l'intensité électrique fournie aux modules thermoélectriques associés en cascade a néanmoins été réalisée. Les résultats ont montré qu'une très légère amélioration du COP optimal était obtenue en fournissant une intensité optimale adaptée à chaque module thermoélectrique. Du fait de la complexification du système que cela engendre, nous avons opté pour une alimentation électrique identique à chaque module thermoélectrique.

En supposant une conservation des flux thermiques, nous établissons donc les relations suivantes :

Pour $j = 1$ à N (j étant le numéro d'étage de la cascade) :

$$\phi_{utile}(j) = \phi_{source}(j+1) \quad [III.51]$$

$$\phi_{utile}(j) = \frac{T_{utile}^{jonction}(j) - T_{source}^{jonction}(j+1)}{R_{cascade}} \quad [III.52]$$

Avec, $R_{cascade}$, la résistance thermique entre 2 modules en cascade.

$$(\phi_{elec})_{tot} = \sum_{j=1}^N \phi_{elec} = \phi_{utile}(N) - \phi_{source}(1) \quad [III.53]$$

$$COP = \frac{\phi_{utile}(N)}{\phi_{elec}} \quad [III.54]$$

III.4.2.3 Comportement du système en fonction de la résistance de cascade

Supposons dans un premier temps que le contact entre 2 modules thermoélectriques soit parfait. Nous admettons alors l'égalité suivante :

$$T_{utile}^{jonction}(j) = T_{source}^{jonction}(j+1) \quad [III.55]$$

La figure III-25 présente l'influence du nombre de modules thermoélectriques associés en cascade sur le COP maximal atteignable. Les températures source et utile sont respectivement de 285 K et 300 K. Les résistances d'accès côtés utile et source sont de 0,1 K.W⁻¹.

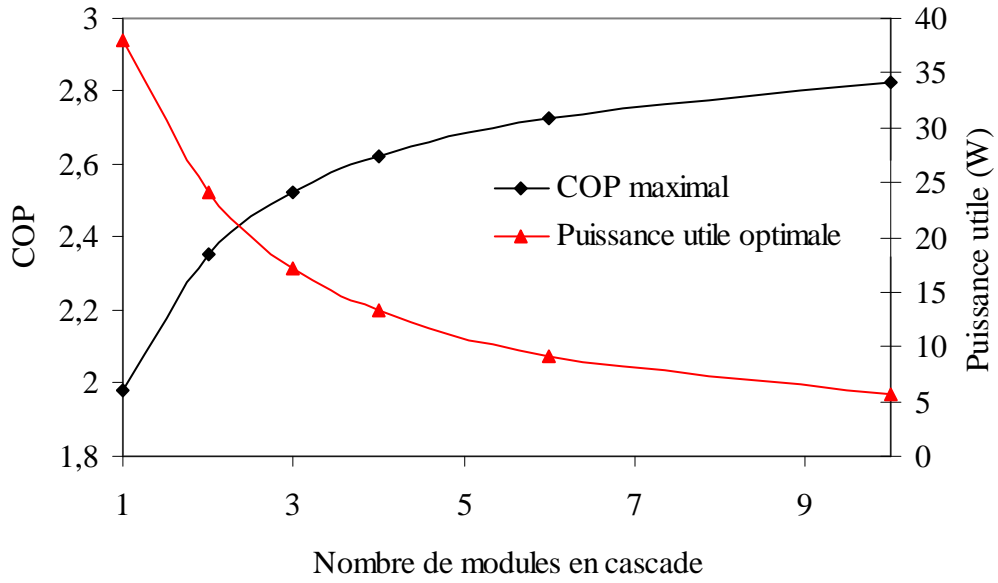


Figure III-25 : Evolution du COP maximal et de la puissance utile correspondante en fonction du nombre de modules thermoélectriques associés en cascade (température source de 285 K et température utile de 300 K).

En augmentant le nombre de modules thermoélectriques associés en cascade, la différence de température aux jonctions pour chaque module correspond à une fraction de plus en plus faible de la différence totale de température entre le côté utile et le côté source. Cette différence de température n'est pas constante d'un module thermoélectrique à l'autre.

En développant l'équation III.51, nous obtenons la relation suivante :

$$K.\Delta T^{jonction}(j+1) - K.\Delta T^{jonction}(j) = \alpha.I.(T_{source}^{jonction}(j+1) - T_{utile}^{jonction}(j)) - r.I^2 \quad [III.56]$$

Sachant que :

$$\phi_{utile}(j) = \frac{T_{utile}^{jonction}(j) - T_{source}^{jonction}(j+1)}{R_{cascade}} > 0 \quad [III.57]$$

Nous établissons :

$$\Delta T^{jonction}(j+1) < \Delta T^{jonction}(j) \quad [III.58]$$

L'augmentation du nombre de modules thermoélectriques associés en cascade engendre une augmentation du COP maximal du système comme Yu et Wang [Yu 2009] l'ont montré. Nous notons par ailleurs que l'augmentation du COP maximal n'est pas linéaire et tend vers un maximum pour un nombre élevé de modules associés en cascade. La puissance utile correspondant au COP maximal est de plus en plus faible à mesure que l'on augmente le nombre de modules associés en cascade. En effet, plus le nombre de module associés est grand, plus la différence de température aux jonctions du dernier module générant la puissance utile est faible. Or, nous avons constaté au début de ce chapitre que plus la différence de température aux jonctions d'un semi-conducteur est faible, plus l'intensité optimale et donc la puissance thermique optimale engendrant le COP maximal est faible. Par ailleurs, la puissance utile délivrée par un module à l'étage j est plus faible que celle délivré à l'étage $j+1$.

En effet, nous savons que :

$$\phi_{\text{utile}}(j) > \phi_{\text{source}}(j) \quad [\text{III.59}]$$

Connaissant l'équation III.51, nous avons :

$$\phi_{\text{utile}}(j+1) > \phi_{\text{utile}}(j) \text{ et } \phi_{\text{source}}(j+1) > \phi_{\text{source}}(j) \quad [\text{III.60}]$$

L'hypothèse d'une résistance thermique de cascade nulle n'étant pas réaliste, nous introduisons une résistance thermique entre deux niveaux de cascades. La figure III-26 illustre l'influence de cette résistance thermique sur les performances d'un système fait de deux modules thermoélectriques associés en cascade. La résistance d'accès côté source et utile est de $0,1 \text{ K.W}^{-1}$, la température utile est de 300 K et la température source de 285 K .

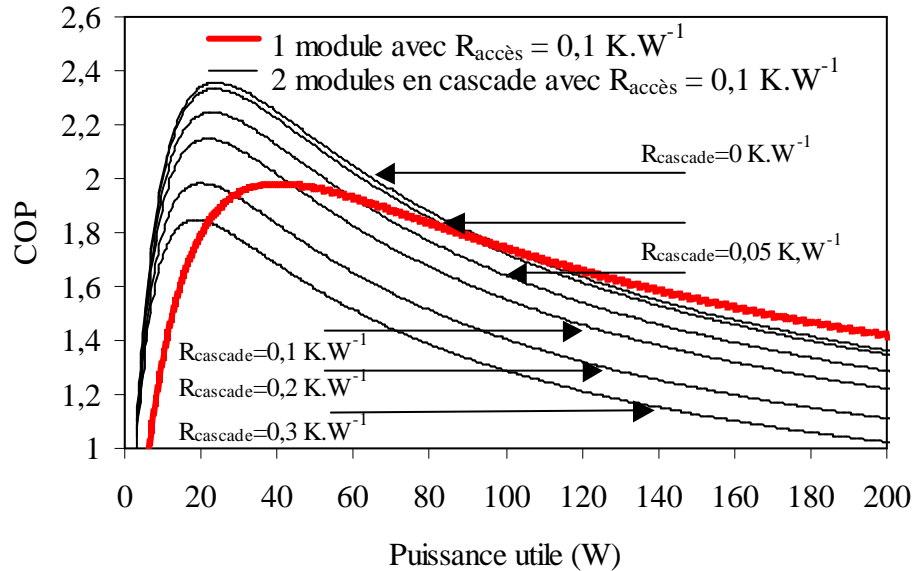


Figure III-26: Evolution du COP en fonction de la puissance utile pour 2 modules en cascade avec une résistance de contact variable (température source de 285 K et température utile de 300 K).

Une baisse de la résistance de cascade entraîne une augmentation de la température de jonction froide de l'étage supérieur (eq III.52). Par conséquent, le COP augmente pour une puissance utile donnée avec la baisse de la résistance thermique de cascade.

Dans les mêmes conditions de fonctionnement un système avec un unique module thermoélectrique présente un COP optimal de 1,98 pour une puissance utile correspondante de 40 W. Il est également important de noter qu'avec une résistance de cascade de $0,05 \text{ K.W}^{-1}$, les performances obtenues sont supérieures à celles obtenues avec un unique module jusqu'à une puissance d'environ 70 W. Dans le cas d'une résistance de cascade inférieure à $0,01 \text{ K.W}^{-1}$ ces résultats sont meilleurs jusqu'à une puissance d'environ 100 W.

Le tableau III-1 présente les COP maximaux et les puissances utiles correspondantes atteintes pour les différentes valeurs de résistance de cascade. Dans le cas d'une très faible résistance de cascade, le COP optimal est nettement supérieur à celui obtenu avec le système classique. Les puissances utiles optimales baissent avec la diminution de la résistance de cascade.

		COP optimal	correspondante (W)
2 modules en cascade	1 Module	1,982	40,42
	$R_{\text{cascade}} = 0 \text{ K/W}$	2,355	24,04
	$R_{\text{cascade}} = 0,001 \text{ K/W}$	2,332	23,86
	$R_{\text{cascade}} = 0,05 \text{ K/W}$	2,245	22,72
	$R_{\text{cascade}} = 0,01 \text{ K/W}$	2,148	21,52
	$R_{\text{cascade}} = 0,02 \text{ K/W}$	1,982	20,17
	$R_{\text{cascade}} = 0,03 \text{ K/W}$	1,846	18,72

Tableau III-1: COP maximal obtenu et puissance utile correspondante pour différentes valeurs de résistance de cascade.

Le tableau III-1 montre que le COP optimal pour une résistance de cascade de $0,2 \text{ K.W}^{-1}$ est identique à celui obtenu avec un système simple. En revanche, la puissance utile correspondante est deux fois plus faible lors de l'association en cascade de deux modules.

Dans une configuration ayant une résistance de cascade deux fois supérieure aux résistances d'accès, on obtient une configuration en cascade équivalente à une configuration où le fluide utile parcourant un échangeur devient le fluide source de l'échangeur lié au module thermoélectrique supérieur (figure III-27).

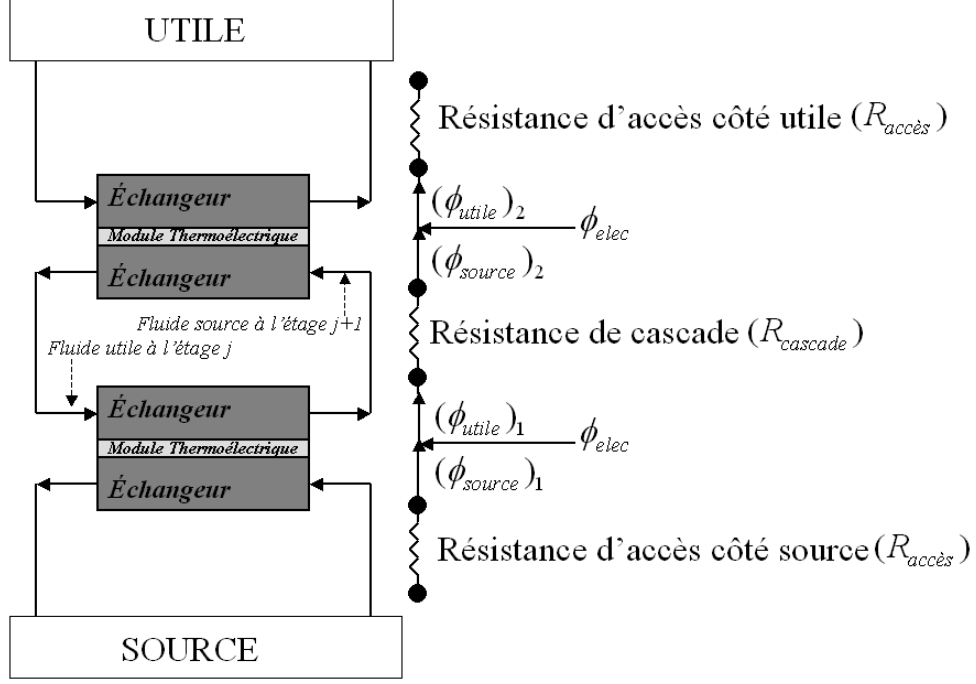


Figure III-27 : Association de deux unités thermoélectriques en cascade

Pour une telle configuration, nous écrivons :

$$\phi_{utile}(j) = \frac{T_{jonction}^{utile}(j) - T_{utile}^{fluide}(j)}{R_{accès}} \quad [III.61]$$

$$\phi_{source}(j+1) = \frac{T_{source}^{fluide}(j+1) - T_{jonction}^{source}(j+1)}{R_{accès}} \quad [III.62]$$

Sachant que :

$$T_{utile}^{fluide}(j) = T_{source}^{fluide}(j+1) \quad [III.63]$$

Nous obtenons :

$$\phi_{utile}(j) = \phi_{source}(j+1) = \frac{T_{jonction}^{utile}(j) - T_{jonction}^{source}(j+1)}{2.R_{accès}} \quad [III.64]$$

Le COP obtenu au moyen d'un module thermoélectrique pour fournir la puissance optimale délivrée par deux unités en cascade est de 1,80. La mise en cascade de deux unités thermoélectriques engendre une amélioration du COP de 9 % pour fournir une telle puissance.

La résistance thermique de cascade joue donc un rôle majeur. Lorsque les résistances thermiques entre deux étages de cascade sont inférieures aux résistances d'accès, on observe une amélioration du COP maximal pour des conditions de températures des fluides données. La suppression de la céramique servant assurer la tenue mécanique du module thermoélectrique pourrait permettre de réduire cette résistance de cascade d'environ 0,03K.W⁻¹. Lorsque la résistance thermique de cascade est égale à 2 fois la résistance d'accès, le COP

maximal est alors sensiblement égal avec une puissance optimale correspondante 2 fois inférieure à celle obtenue dans le cas classique.

Lorsque la résistance de cascade devient supérieure à 2 fois la valeur des résistances d'accès on dégrade alors les performances du système. La figure III-28 résume cet impact de la résistance thermique de cascade..

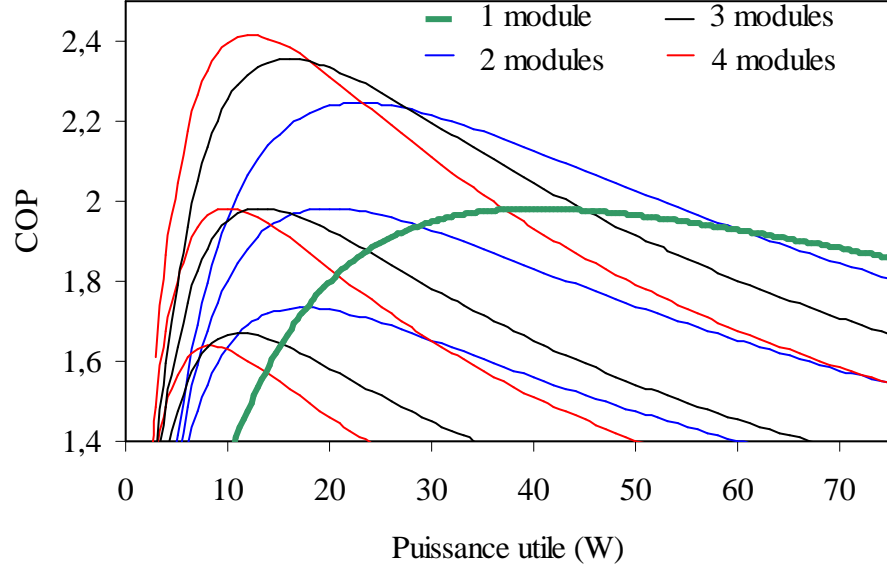


Figure III-28: Bilan du comportement de l'association en cascade de modules thermoélectriques avec une résistance d'accès de 0,1 K/W (température source de 285 K et température utile de 300 K). La résistance de cascade varie de 0,05 K.W⁻¹ à 0,2K.W⁻¹ et enfin 0,4 K.W⁻¹ pour les COP les plus faibles.

L'association en cascade d'unités thermoélectriques ($R_{\text{cascade}} = 2R_{\text{accès}}$) maintient le COP maximal pour des conditions de température des fluides données tout en divisant la puissance thermique utile par le nombre d'étages du système en cascade considéré.

On peut ainsi écrire :

$$COP^{opt}(N) \approx COP^{opt}(N=1) \quad [\text{III.65}]$$

$$\phi_{\text{utile}}(j=N) \approx \frac{\phi_{\text{utile}}(N=1)}{N} \quad [\text{III.66}]$$

A l'instar de l'association en parallèle, il suffit d'utiliser le nombre adéquat d'unités thermoélectriques associées en parallèle pour répondre au besoin de puissance sans dégrader les performances du système. Les résultats obtenus lorsque nous associons jusqu'à 10 UT en cascade sont présentés dans la figure III-29.

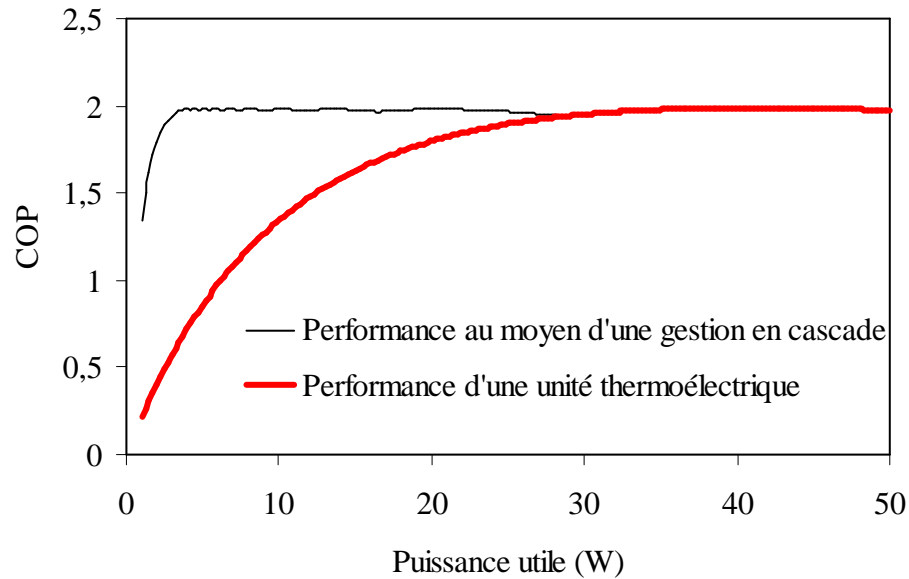


Figure III-29 : COP maximal atteignable au moyen de l'association en cascade d'UT en fonction de la puissance utile désirée (température source de 285 K et température utile de 300 K).

III.4.3 Bilan sur les associations d'unités thermoélectriques

Une gestion adaptée des associations d'unités thermoélectriques permet de s'affranchir des contraintes liées à la puissance thermique optimale unique délivrable par un module thermoélectrique pour des conditions de température données. L'association en cascade permet de réduire cette puissance et a contrario, l'association en parallèle permet d'augmenter cette puissance thermique optimale (figure III-30).

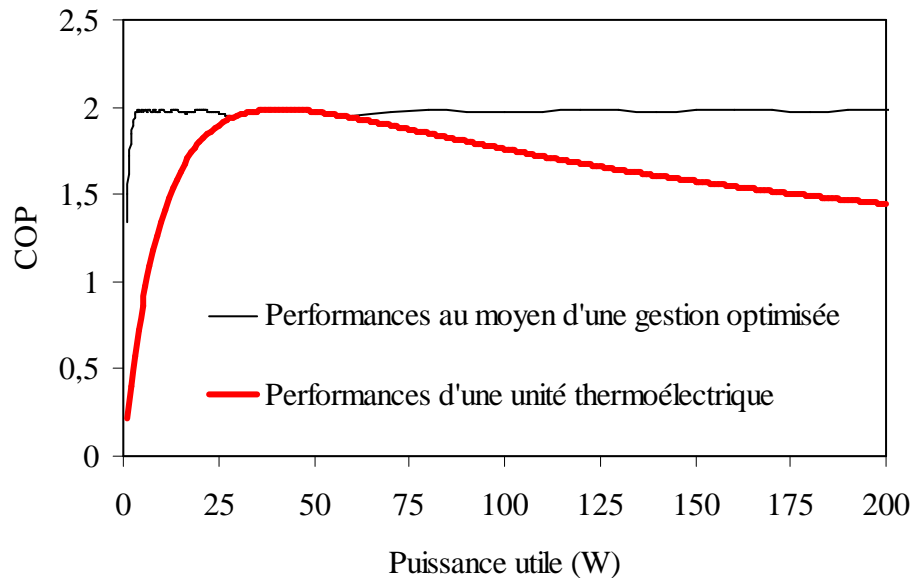


Figure III-30 : Performances obtenues au moyen d'une gestion optimisée cascade et parallèle (température source de 285 K et température utile de 300 K).

Il est important de noter que les résultats présentés sur la figure III-30 sont obtenus pour une unité thermoélectrique constituée d'un seul module thermoélectrique. L'intérêt de chercher à maintenir le COP pour des puissances inférieures à la puissance optimal d'un unique module peut paraître limité. Néanmoins, il faut considérer qu'une unité thermoélectrique peut très bien être constituée de plusieurs modules et par conséquent posséder une puissance optimale bien supérieure (somme des puissances de chaque module). Dans un tel cas, un besoin de puissance plus faible que la puissance utile optimale délivrée par l'unité peut se rencontrer. L'association en cascade des unités thermoélectriques prend alors tout son sens.

Nous généralisons maintenant cette méthode pour différentes températures utiles. La figure III-31 présente les performances optimales obtenues en fonction de la puissance utile et de la température utile. La variation du COP maximal n'est désormais fonction que de la température utile et plus de la puissance utile désirée.

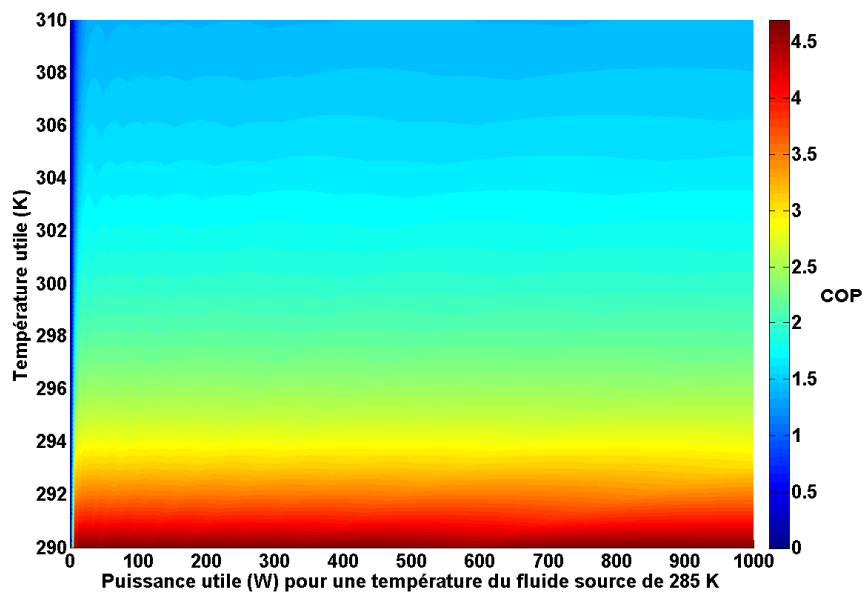


Figure III-31 : performances généralisées d'une unité thermoélectrique au moyen de la méthode de gestion par cascade – parallèle.

Pour chaque couple de puissance utile et de température de fluide utile, il existe une configuration optimale adaptée pour engendrer le COP maximal. Cette configuration est représentée sur la figure III-32.

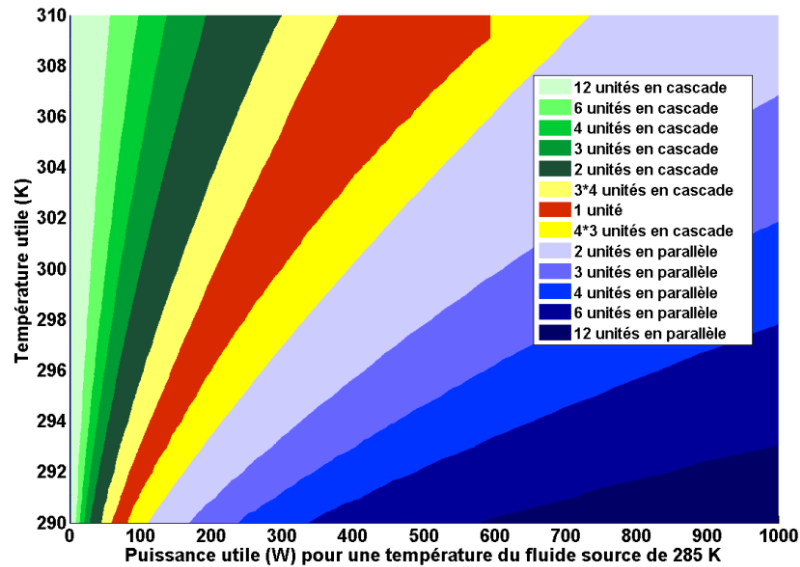


Figure III-32 : Configuration nécessaire pour travailler à COP maximal

L'optimisation de la gestion dans le cas d'un fonctionnement en mode rafraîchissement reposera sur un compromis entre le nombre de modules thermoélectriques associés en parallèle et fonctionnant à faible intensité et le coût d'investissement en modules thermoélectriques. L'association en cascade dans le cas du mode rafraîchissement ne présente que peu d'intérêt. En effet la réduction de l'intensité électrique permet de répondre à une baisse du besoin de puissance tout en améliorant le COP comme cela a été montré en III.3.3.2.

Le système est donc dimensionné pour le fonctionnement en mode chauffage en fonction des performances thermiques du logement associé. Un nombre de modules thermoélectriques nécessaire est déterminé. Lors du fonctionnement en mode rafraîchissement, dès lors qu'un système actif est nécessaire, nous utilisons le maximum d'unités thermoélectriques fonctionnant à l'intensité minimale permettant de répondre au besoin de puissance à absorber.

III.4.4 Configuration hydraulique de l'installation

Afin de répondre aux contraintes qu'implique une gestion optimisée du système en terme d'association des unités thermoélectriques, un réseau hydraulique adapté est mis en place.

La figure III-33 présente le schéma hydraulique du système pour quatre unités thermoélectriques. Une telle solution nécessite la présence d'un circulateur entre chaque unité thermoélectrique et d'un circulateur principal côté utile et côté source. Chaque échangeur est raccordé au réseau hydraulique via deux vannes, excepté les échangeurs aux extrémités qui ne nécessitent qu'une seule vanne. Des vannes sont nécessaires pour jouer le rôle de by-pass et assurer la mise en cascade de deux unités thermoélectriques.

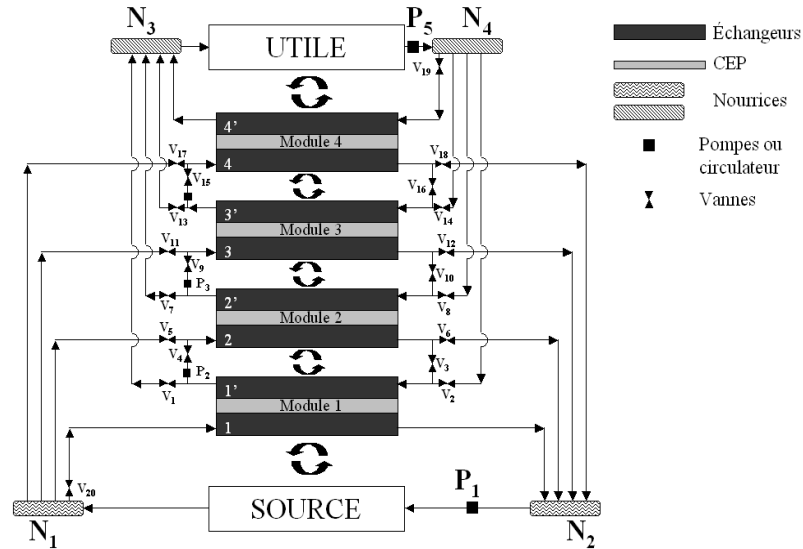


Figure III-33 : Représentation du système avec 4 unités thermoélectriques

La figure III-34 présente le fonctionnement en mode parallèle (a) et en mode cascade (b). Le passage d'un mode à l'autre est obtenu au moyen d'un jeu de vannes hydrauliques.

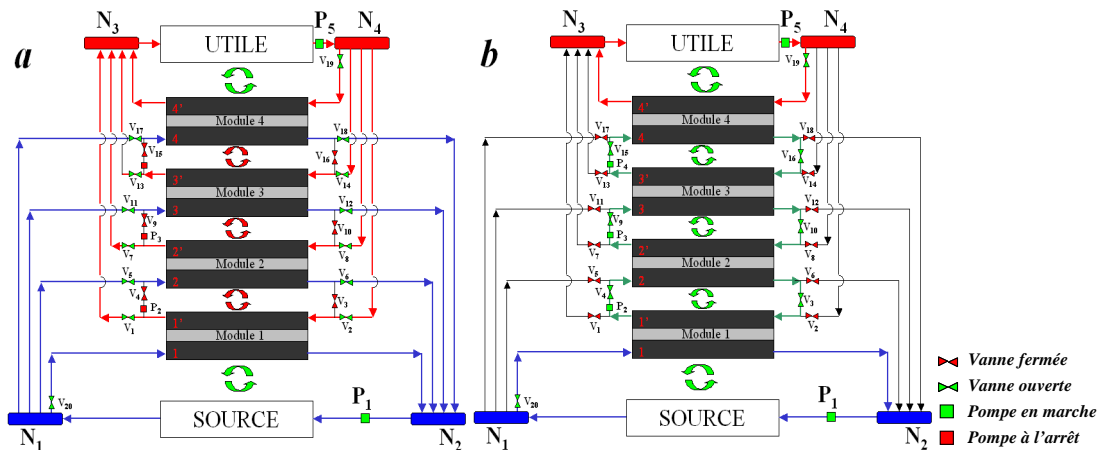


Figure III-34 : Schéma hydraulique du système pour un fonctionnement (a) en mode parallèle, (b) en mode cascade.

Cette solution présente l'avantage de parfaitement répondre à la problématique des associations d'unités thermoélectriques mais possède des limites en termes de mise en œuvre : le réseau hydraulique présenté ci-dessus nécessite 20 vannes motorisées et 5 pompes de circulation pour une pompe à chaleur de quatre unités thermoélectriques. Un nouveau concept d'unité thermoélectrique est présenté dans le chapitre suivant pour assurer les divers modes d'association tout en limitant la complexité de mise en œuvre d'un tel système.

La méthode de gestion de la pompe à chaleur thermoélectrique présentée et la configuration hydraulique associée ont fait l'objet d'un dépôt de brevet.

III.5 Conclusion

Ce chapitre a mis en avant le fonctionnement général du système « pompe à chaleur thermoélectrique ». La problématique de la gestion en puissance a été mise en évidence grâce à la présentation des performances d'une unité thermoélectrique et de la contrainte liée à la loi d'eau.

Nous avons développé une méthode permettant, au moyen d'associations adaptées des unités thermoélectriques, de répondre à n'importe quel besoin de puissance sans dégrader le COP maximal dicté par les conditions de température des fluides source et utile. Nous pouvons maintenant nous affranchir de la contrainte liée à l'existence d'une puissance thermique optimale unique d'un module thermoélectrique pour des températures de fluide données.

Comme cela a été démontré, ce sont les températures aux jonctions des semi-conducteurs qui régissent les performances maximales de l'unité thermoélectrique. Tout l'enjeu va donc résider dans l'amélioration du COP maximal atteignable pour des conditions de température de fluide données.

Les pistes d'amélioration du COP d'une unité thermoélectrique reposent sur trois éléments principaux.

- Le premier réside, comme cela a déjà été évoqué, dans la qualité du matériau thermoélectrique (non étudié).
- Le second réside dans la configuration de l'unité thermoélectrique, à savoir, quel nombre de modules thermoélectriques doivent être disposés entre deux échangeurs et selon quelle configuration.
- Le troisième élément repose tout naturellement sur l'intensification des transferts de chaleur. Cela passe par l'amélioration des différents contacts thermiques au sein du système et par l'optimisation des échangeurs (amélioration du coefficient d'échange, réduction des pertes de charges).

Le quatrième chapitre de ce travail de thèse traite du développement d'une nouvelle unité thermoélectrique permettant de répondre aux deux éléments d'amélioration du COP précédemment cités.

Chapitre IV

Optimisation thermique et fluïdique de l'unité thermoélectrique

IV.1 Introduction

Une nouvelle méthode de gestion d'une pompe à chaleur thermoélectrique a été présentée dans le chapitre III. Cette méthode assure un maintien du COP optimal pour des conditions de température données quel que soit le besoin de puissance. Le développement de cette méthode a abouti au développement d'une solution technique brevetée. Néanmoins, cette solution présente certains inconvénients mentionnés en fin du chapitre précédent.

Ce chapitre présente le développement et l'optimisation d'un système constitué d'unités thermoélectriques adaptées à l'utilisation de la méthode de gestion présentée au chapitre précédent.

Ce système innovant se traduit par :

- une nouvelle configuration hydraulique,
- un développement d'échangeurs double fonction présentant la possibilité de réalisé :
 - o une association en parallèle des modules thermoélectriques,
 - o une association en cascade des modules thermoélectriques.

L'optimisation de ce système est basée principalement sur l'optimisation des échangeurs. Ce travail est réalisé au moyen d'une étude numérique et analytique avec une comparaison des deux modèles. Une analyse paramétrique est réalisée pour mettre en évidence l'influence sur le COP de l'unité thermoélectrique :

- des différents paramètres géométriques des échangeurs,
- des conditions opératoires du système.

La fin du chapitre présente un travail d'optimisation complète (multivariable) de l'unité thermoélectrique. L'objectif est de déterminer :

- la configuration géométrique optimale des échangeurs,
- les conditions opératoires optimales du système.

IV.2 Présentation d'une unité thermoélectrique innovante

IV.2.1 Fonction 1 : association en cascade

Le problème majeur qu'implique l'association en cascade telle que nous l'avons décrite vient de la nécessité d'une boucle de circulation fermée de fluide entre chaque étage de la cascade et donc d'un nombre important de pompes. Afin de parer cet inconvénient, nous avons imaginé la possibilité d'effectuer le transfert thermique entre deux étages de la cascade uniquement par conduction thermique au sein d'un unique échangeur au lieu du transfert convectif au sein de deux échangeurs consécutifs. Nous observerons par la suite que la résistance thermique entre deux étages de la cascade par conduction seule est bien inférieure à celle par convection via deux échangeurs. Comme l'illustre la figure IV-1, lors d'un fonctionnement en mode cascade complète du système :

- un échangeur (5) est parcouru par le fluide utile,
- un échangeur (1) est parcouru par le fluide source.

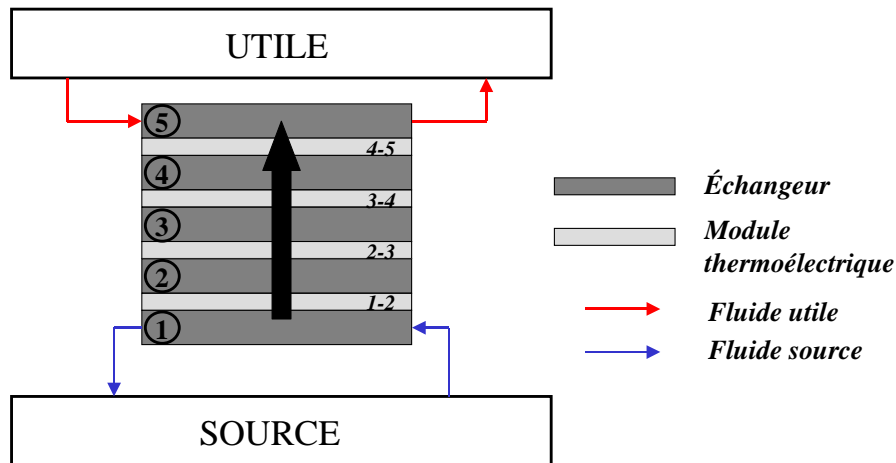


Figure IV-1 : Association en cascade au moyen du système innovant.

Le phénomène de cascade thermique a lieu entre ces deux échangeurs via les modules thermoélectriques et les échangeurs intermédiaires (2-3-4). La même intensité électrique est appliquée à chacun des modules thermoélectriques. Le transfert thermique depuis le fluide source vers le fluide utile a lieu :

- par convection au niveau de l'échangeur 1,
- par conduction seule au niveau des échangeurs 2, 3 et 4,
- par convection au niveau de l'échangeur 5 afin de céder le flux thermique au fluide utile.

Signalons également que la cascade thermique pourrait être réduite en faisant circuler le fluide utile dans l'échangeur 3 (par exemple) et en découplant du reste du système les échangeurs 4 et 5 ainsi que les deux modules thermoélectriques associés (3-4 et 4-5) afin de stopper le transfert thermique.

IV.2.2 Fonction 2 : association en parallèle

La configuration imaginée afin de répondre de manière optimale à l'association en cascade d'unités thermoélectriques implique également un fonctionnement nouveau en mode parallèle. Classiquement, les échangeurs utilisés pour les pompes à chaleur thermoélectriques ne sont chauffés ou refroidis que sur une seule face. Or, la configuration imaginée nécessite un transfert de chaleur depuis les deux faces des échangeurs au cœur du système. Seuls les deux échangeurs aux extrémités du système permettront de dissiper ou absorber la chaleur sur une seule face, pour ensuite la transférer aux fluides caloporteurs côtés source et utile. La figure IV-2 représente un fonctionnement en parallèle du système.

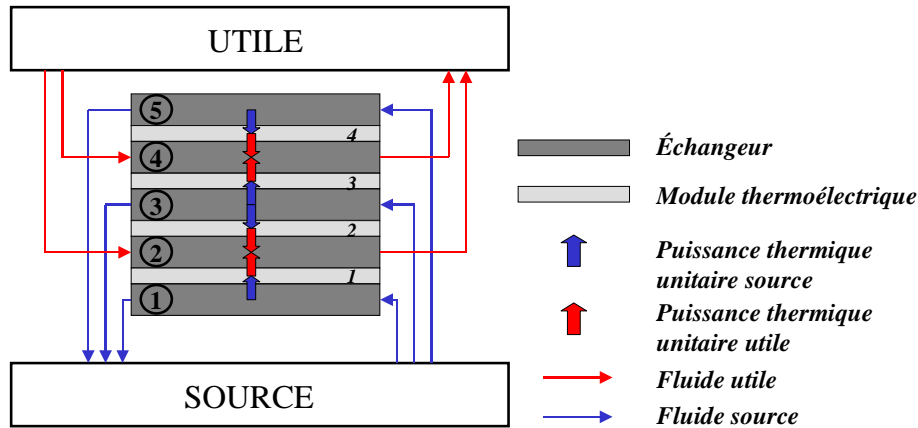


Figure IV-2 : Association en parallèle au moyen du système innovant.

Nous désignons par puissance unitaire source et utile les puissances optimales côtés chaud et froid correspondant au COP maximal pour des conditions de température des fluides données. Ces puissances thermiques unitaires source et utile ne varient pas d'un échangeur à l'autre. En effet, le débit étant invariant d'un échangeur à l'autre, l'intensité optimale (correspondant au COP maximal) à fournir à chaque module thermoélectrique sera identique. Pour la réalisation de notre travail, nous avons considéré les échangeurs aux extrémités comme identiques d'un point de vue géométrique à ceux au cœur du système. Ainsi, le débit circulant dans ces deux échangeurs est également identique à ceux circulant dans les échangeurs intermédiaires. On distingue les échangeurs servant à dissiper une puissance thermique de ceux servant à absorber une puissance thermique.

Le système engendre quatre puissances unitaires utiles et sources. L'échangeur 3 dissipe deux fois la puissance unitaire source et les échangeurs 1 et 5 la dissipent une fois. Les échangeurs 2 et 4 dissipent tous les deux 2 fois la puissance unitaire utile.

Il est important de noter que le nombre d'échangeurs d'un tel système doit être impair et donc posséder un ensemble pair de modules thermoélectriques entre les échangeurs. Si le nombre d'échangeurs était pair, un des échangeurs absorberait une puissance thermique sur une de ces faces et la dissiperait côté opposé, annulant ainsi tout bénéfice. De ce fait, le nombre d'échangeurs du système répondra alors à la relation suivante :

$$N_{utile}^{ech} = N_{source}^{ech} - 1 \quad [IV.1]$$

IV.2.3 Dimensionnement de l'unité thermoélectrique

Une unité thermoélectrique est définie comme un ensemble de 3 échangeurs avec, entre eux, un ensemble de module thermoélectrique. La configuration et le nombre de modules thermoélectriques associés à un échangeur sont des éléments importants qu'il est nécessaire de déterminer. Nous pouvons associer en parallèle thermiquement des modules thermoélectriques afin de multiplier la puissance thermique fournie, ou bien les associer en cascade afin d'améliorer le COP avec comme contrepartie une baisse de la puissance utile unitaire optimale. Un mixe des deux associations est également possible (figure IV-3).

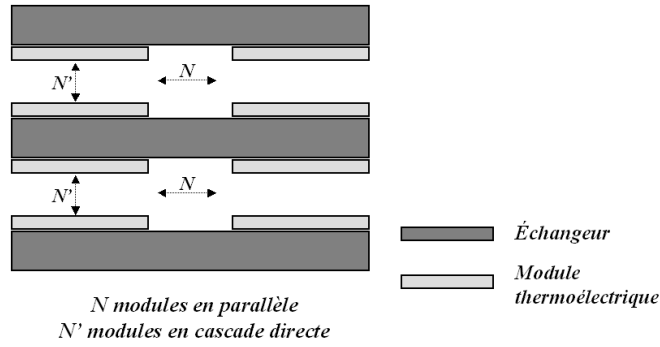


Figure IV-3 : Agencement possible des modules thermoélectriques

La mise en cascade de deux modules thermoélectriques engendre une réduction de la puissance optimale sensiblement équivalente à celle générée par un unique module (fonction de la valeur de la résistance de cascade) pour les mêmes conditions de température du fluide source et utile (*tableau III-1*). Ainsi, avec un agencement de deux ensembles de deux modules en cascade mis en parallèle on obtient une puissance optimale équivalente à celle d'un unique module. Et dans le même temps, le COP optimal est amélioré (*figure IV-4*).

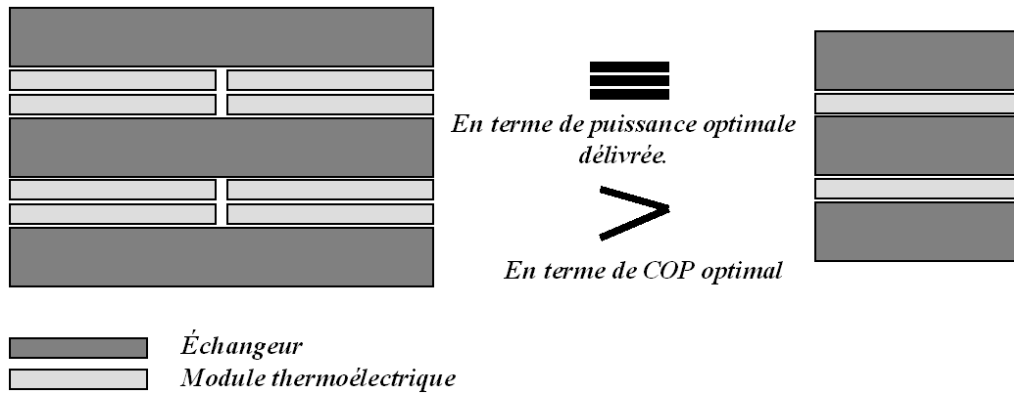


Figure IV-4 : Equivalence de deux configurations d'unités thermoélectriques

IV.2.3.1 Modules thermoélectriques en parallèle entre les échangeurs

Le nombre de modules thermoélectriques en parallèle entre deux échangeurs dicte la puissance unitaire de l'unité thermoélectrique pour des températures de fluides données. Plus le nombre de modules en parallèle sera élevé plus l'unité thermoélectrique aura une puissance unitaire élevée. L'avantage d'opter pour une unité thermoélectrique à faible puissance unitaire est d'offrir une modularité au système bien plus importante que dans le cas d'une unité thermoélectrique très puissante. L'inconvénient d'une solution composée de petites unités thermoélectriques est que la mise en cascade desdites unités donnent alors des puissances optimales bien trop faibles. Ainsi, nous perdons un des avantages de la mise en cascade d'unités thermoélectriques par le biais du système innovant (transfert par conduction thermique seule) à savoir une amélioration du COP pour des conditions de température données.

Il faut également considérer le problème important de planéité aussi bien des modules thermoélectriques que des échangeurs. Dans sa thèse de doctorat, Cosnier avait mesuré l'épaisseur de 50 modules thermoélectriques [Cosnier 2008]. Les résultats montraient une

épaisseur variant de 4,72 mm à 4,92 mm pour une valeur supposée dans le catalogue de 4,5 mm. Enfin, il avait analysé la planéité de chacune des faces de 5 modules thermoélectriques à l'aide d'un marbre et au moyen de 49 points de mesure par face. Les résultats étaient assez significatifs. La face froide du module présente un bombé en son centre avec un écart de hauteur moyen de 0,15 mm (maximum 0,18 mm) avec la périphérie du module. Ces défauts de planéité et d'homogénéité d'épaisseur entre les modules thermoélectriques sont de nature à venir impacter les transferts de chaleur de manière significative. Nous avons donc choisi de ne pas associer de modules thermoélectriques en parallèle entre les échangeurs. Ce choix permet de s'affranchir du problème d'inhomogénéité des épaisseurs de module et de limiter l'impact de la non planéité de ces mêmes modules thermoélectriques. Par ailleurs, assurer une parfaite planéité à un échangeur de petite surface est plus aisé que pour une grande surface.

IV.2.3.2 Modules thermoélectriques en cascade directe entre les échangeurs

L'association en cascade directe de modules thermoélectriques pour des températures de fluide données, améliore le COP en comparaison avec un unique module (III.4.2.3). Une telle association implique également une baisse de la puissance utile optimale et nécessite donc un nombre plus important de modules en comparaison à une solution classique pour produire une puissance donnée. Il est nécessaire de confronter l'amélioration du COP par la mise en cascade directe avec le surcoût d'investissement, afin de déterminer s'il existe un intérêt à la mise en cascade directe, et combien de modules doivent être associés de la sorte. Le tableau IV-1 illustre l'amélioration du COP qu'engendre la mise en cascade de 2, 3, 4 et 5 modules thermoélectriques en comparaison avec le COP obtenu avec un unique module. Une nette amélioration est obtenue dès lors que nous associons deux modules en cascade (environ 14%). Ce pourcentage d'amélioration du COP devient plus faible dès la mise en cascade de 3 modules.

Température utile (K)	COP avec 1 module	% d'amélioration du COP par la mise en cascade directe de modules			
		2 modules en cascade	3 modules en cascade	4 modules en cascade	5 modules en cascade
295,00	2,71	14,03	19,14	21,76	23,33
296,00	2,51	13,95	19,01	21,56	23,12
297,00	2,35	13,88	18,86	21,39	22,94
298,00	2,21	13,80	18,72	21,22	22,74
299,00	2,09	13,77	18,59	21,08	22,58
300,00	1,98	13,72	18,48	20,92	22,41
301,00	1,89	13,66	18,36	20,79	22,25
302,00	1,81	13,60	18,25	20,61	22,08
303,00	1,74	13,58	18,17	20,53	21,96
304,00	1,67	13,58	18,06	20,40	21,81
305,00	1,62	13,54	18,01	20,32	21,71
306,00	1,56	13,54	17,90	20,20	21,56
307,00	1,52	13,46	17,82	20,07	21,44
308,00	1,47	13,51	17,80	19,99	21,36
309,00	1,43	13,52	17,74	19,90	21,26
310,00	1,40	13,51	17,69	19,86	21,17

Tableau IV-1 : Pourcentage d'amélioration du COP par la mise en cascade directe de modules thermoélectriques

Au vu de ces premiers résultats, nous décidons d'opter pour la mise en cascade directe de deux modules thermoélectriques au maximum. En effet, au-delà, le nombre de modules nécessaires devient beaucoup trop important au vu de l'amélioration en terme de COP que cela engendre. Une analyse économique plus poussée sera présentée dans le dernier chapitre lors du couplage du système à un bâtiment.

IV.3 Définition de la géométrie de l'échangeur

IV.3.1 Historique des dissipateurs de chaleur

Les échangeurs à microstructure et notamment à mini-canaux présentent l'intérêt de pouvoir évacuer de fortes densités de chaleur telles que celles générées par un module thermoélectrique. Kandlikar et Grande propose en 2003 une classification des microstructures constituant ces échangeurs selon la taille de leur plus petite dimension [Kandlikar 2003] (*tableau IV-2*).

Conventionnel	$> 3\text{mm}$
Mini-canal	$3\text{ mm} > D > 200\text{ }\mu\text{m}$
Micro-cannal	$200\text{ }\mu\text{m} > D > 10\text{ }\mu\text{m}$
Micro-cannal transitionnel	$10\text{ }\mu\text{m} > D > 1\text{ }\mu\text{m}$
Nano-canal transitionnel	$1\text{ }\mu\text{m} > D > 0,1\text{ }\mu\text{m}$
Nano-canal	$0,1\text{ }\mu\text{m} > D$

Tableau IV-2 : Les différentes échelles de micro-structures

Les premières études sur les dissipateurs à micro-canaux sont initiées par Tuckerman et Pease au début des années 80 [Tuckerman 1981; Tuckerman 1982]. Pour démontrer le potentiel de dissipation de structures à micro-canaux, Tuckerman et Pease ont fabriqué un échangeur de $1 \times 1\text{ cm}$ en silicium, composé de canaux et d'ailettes de $0,05\text{ mm}$ de largeur pour une hauteur de $0,3\text{ mm}$, soit 50 canaux au total. Le fluide utilisé pour dissiper le flux thermique est de l'eau. Les résultats montrent que ce prototype peut dissiper $790\text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ en générant un écart maximal entre l'élément chauffant et le fluide de 71°C . La résistance thermique de cet échangeur de 1 cm^2 est donc de $0,089\text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$. Cela signifie que pour 100 W à dissiper, un élément chauffant de 1 cm^2 voit sa température s'élever de $8,9\text{ }^\circ\text{C}$ au-dessus de la température du fluide. Le débit employé est de $30\text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ pour une perte de charges de $2,14$ bars. En 1991, Knight et al. montrent que pour un écoulement complètement développé dans un mini-canal, il existe une géométrie et un nombre de mini-canaux optimal permettant d'accroître le transfert thermique [Knight 1991]. Knight a ensuite développé une procédure d'optimisation permettant de réduire au maximum la résistance thermique d'un échangeur de chaleur à mini-canaux pour une perte de charges donnée [Knight 1992].

A la suite de ces premiers résultats, de nombreuses études théoriques, expérimentales et de simulations numériques ont été menées. Ces travaux ont porté sur des méthodes d'optimisation des géométries suivant l'application à laquelle elles sont destinées (nombre de canaux, largeur, hauteur, débit, pertes de charges, résistance thermique globale, trajet de l'écoulement, etc.).

La société ACOME a également développé un échangeur de chaleur pour une application « pompe à chaleur thermoélectrique ». Cet échangeur constitué de mini-canaux a la particularité de créer une circulation à double courant inversé. L'échangeur possède donc deux entrées et deux sorties de fluide (*figure IV-5*). L'objectif d'une telle configuration est d'assurer une température homogène à la surface du module thermoélectrique garantissant ainsi un fonctionnement optimal de toutes les jonctions de semi-conducteur [Da-Rocha 2006]. Nous montrerons par la suite que ce type de circulation à double courant inversé n'est pas indispensable au bon fonctionnement du système.



Figure IV-5 : Echangeur à double courant inversé de la société ACOME.

IV.3.2 Géométrie de la section du mini-canal

La majorité des échangeurs de chaleur étudiés possèdent des sections rectangulaires. Les premiers échangeurs à micro-canaux circulaires ont été proposés par Bowers et Mudawar en 1994 pour le refroidissement de composants électroniques [Bowers 1994]. Par la suite, de nombreuses géométries ont été étudiées telles que les sections triangulaires [Gan 2008] [Hetsroni 2005] [Klein 2005], les sections trapézoïdales [Wang 2008] [Wu 2004] ou encore en forme de diamant [Jiang 1999].

En 2004, Kroeker et al. ont mené un travail numérique sur les micro-canaux circulaires dans laquelle ils étudiaient l'influence sur la résistance thermique et les pertes de charges de différentes géométries, matériaux solides et nombres de Reynolds. Une comparaison entre sections circulaires et rectangulaires a été menée pour le même nombre de Reynolds et le même diamètre hydraulique. Les résultats montrent que de plus faibles résistances thermiques sont obtenues au moyen d'une section rectangulaire. L'étude montre également que la puissance dissipée par unité de puissance de pompage (perte de charges), dans le cas d'une section circulaire, est supérieure à celle avec une section rectangulaire [Kroeker 2004].

IV.3.3 L'entrée et la sortie du mini-canal

Deux grandes configurations d'alimentation peuvent être considérées pour les échangeurs de chaleur plans que nous étudions, à savoir l'alimentation en Z ou en U (*figure IV-6*).

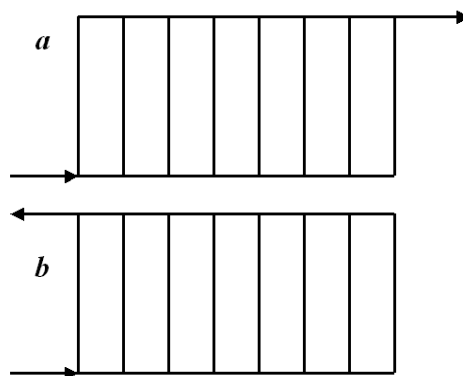


Figure IV-6 : Alimentation d'échangeurs plans a) en Z, b) en U

Ces deux configurations ont été étudiées au moyen d'un modèle analytique développé par Bassiouny et Martin en 1984, afin de déterminer les répartitions de pression, de débit et de vitesse dans la totalité de la structure [Bassiouny 1984a; Bassiouny 1984b]. En 1996, Kikas a étudié ces deux configurations pour des récepteurs d'énergie solaire et est arrivé à la conclusion que la répartition des flux était plus uniforme avec une configuration en Z dans le cas d'un fonctionnement en régime laminaire [Kikas 1996]. Cet aspect d'uniformité du flux est un élément important pour assurer une bonne performance à notre système. En effet, afin de garantir une intensité optimale à chaque paire de semi-conducteur constituant le module thermoélectrique, il importe que la différence de température aux jonctions de la totalité des paires de semi-conducteurs du module soit sensiblement équivalente. L'intérêt de la configuration en Z est de limiter le gradient de température à la surface du module thermoélectrique, assurant un fonctionnement optimal de la totalité des paires de semi-conducteurs.

Au-delà de la configuration générale de l'alimentation de l'échangeur, la géométrie même de l'entrée et de la sortie de l'échangeur est également un élément fondamental du point de vue de la distribution fluïdique. En effet, le type d'échangeur que nous venons de présenter possédant une multitude de mini-canaux, il importe d'assurer une distribution fluïdique homogène dans tous ces mini-canaux. En 2004, Tonomura et al. ont étudié l'influence de la géométrie du canal distributeur et du canal collecteur sur la répartition du fluide dans les mini-canaux (*figure IV-7*) [Tonomura 2004].

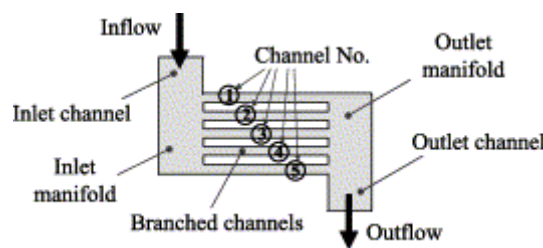


Figure IV-7 : Etude de l'influence du distributeur et du collecteur sur la distribution fluïdique

Cette étude met en évidence la forte influence de la géométrie du canal collecteur. Plus celui-ci possède une grande section de passage, meilleure est la distribution. Cela implique l'apparition de zones mortes au bout du canal et un temps de séjour dans l'échangeur plus élevé. Cette influence prépondérante du canal collecteur s'explique par le fait que les pertes de charges liées à la confluence de deux débits jouent un rôle bien plus important que celles liées à la bifurcation de deux débits.

Cho et al. ont également étudié la problématique de la distribution fluïdique. Leur étude numérique porte sur la distribution du fluide dans 33 mini-canaux de section rectangulaire et pour différents facteurs de forme du distributeur et du collecteur tels qu'illustrés par la figure IV-8 [Cho 2010].

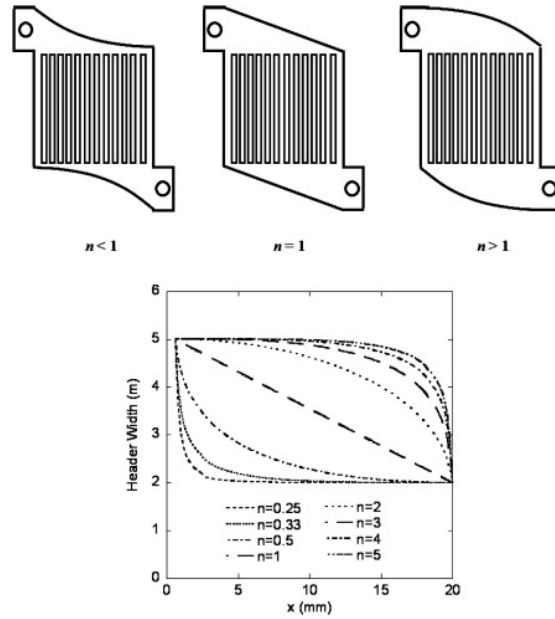


Figure IV-8 : Etude du facteur de forme optimal pour le distributeur et le collecteur

Leur conclusion aboutit à un facteur de forme $n=4$ permettant d'obtenir une bonne distribution fluïdique sans pour autant obtenir une surface d'échangeur trop importante. Une des contraintes de notre système est que nous souhaitons pouvoir inverser le sens de circulation du fluïde dans l'échangeur afin d'assurer la plus grande modularité possible au système. Cette contrainte nécessite une parfaite symétrie de l'échangeur et une solution telle que celle proposée par Cho n'est donc pas envisageable.

En 2008, Saber et al. ont étudié les phénomènes de distribution dans une géométrie d'échangeurs identique à celle que nous envisageons (figure IV-9 [Saber 2009]).

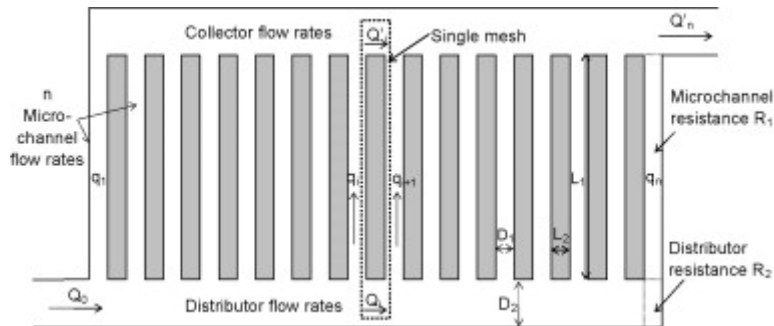


Figure IV-9: Analyse de la distribution fluïdique dans un échangeur plan en Z et à mini-canaux circulaires

Les résultats présentent notamment l'influence du nombre de mini-canaux, du nombre de Reynolds ou encore du ratio entre le diamètre du distributeur et du collecteur et celui des mini-canaux. Une distribution parfaite correspond à un débit égal dans chaque mini-canal correspondant au rapport du débit total sur le nombre de mini-canaux. Les résultats montrent que plus le nombre de Reynolds est élevé, moins bonne est la distribution. Un nombre de mini-canaux élevé augmente également ce phénomène de mal-distribution. Enfin, plus le rapport entre le diamètre du distributeur et du collecteur et celui des mini-canaux est élevé, meilleure est la distribution.

IV.3.4 La géométrie de l'échangeur

Notre choix quant à la géométrie de l'échangeur a été influencé par les diverses contraintes liées à notre système :

- Surface plane du module thermoélectrique fixée
- Epaisseur du module thermoélectrique fixée
- Planéité de la surface d'échange au niveau de l'échangeur
- Symétrie parfaite de l'échangeur

En s'appuyant sur les études menées dans le domaine des échangeurs de chaleur plans et au vu des contraintes liées à notre système, nous décidons d'envisager une géométrie à mini-canaux circulaires avec une configuration générale en Z. Les diamètres du distributeur et du collecteur sont identiques pour des raisons de symétrie (*figures IV-10 et IV-11*).

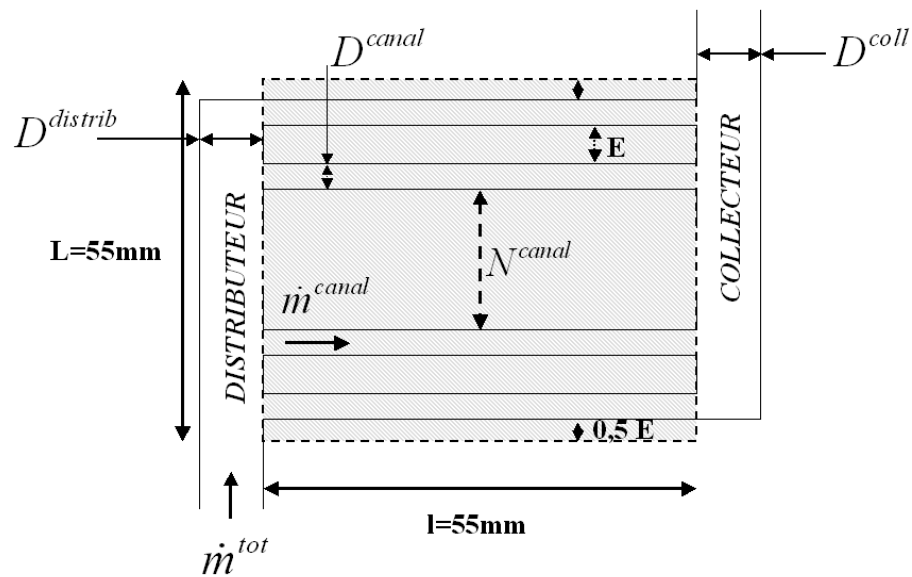


Figure IV-10 : Géométrie générale de l'échangeur

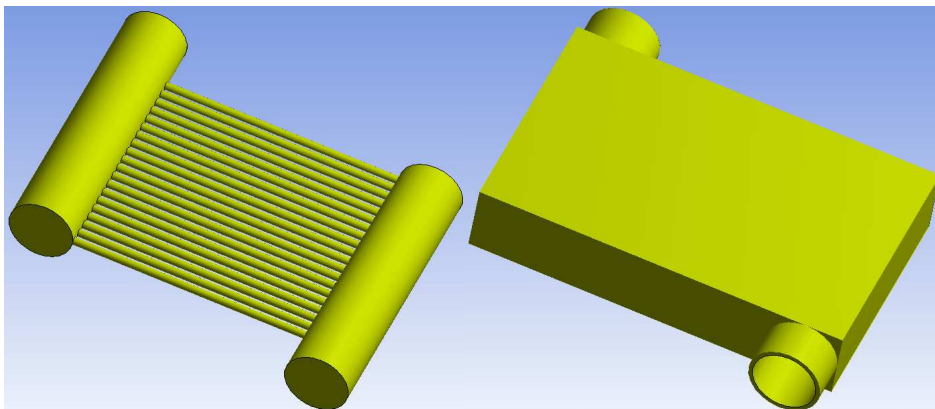


Figure IV-11 : Exemple en 3D de l'échangeur

La surface occupée par les mini-canaux correspond à la surface du module thermoélectrique que nous allons utiliser. Pour le développement du modèle analytique, nous faisons l'hypothèse que la totalité du transfert de chaleur a lieu au niveau de ses mini-canaux.

A titre d'indication, nos calculs ont montré que la résistance liée à l'échange convectif au niveau des distributeurs et collecteurs est cinq fois supérieure à celle obtenue au niveau des mini-canaux.

La surface totale de l'échangeur étant fixée, on établit une loi de géométrie liant le diamètre et le nombre des mini-canaux à l'écartement qu'il y a entre eux.

$$L = N^{canal} (D^{canal} + E) \quad [IV.2]$$

Avec E, l'écartement entre deux mini-canaux.

Afin d'augmenter au maximum la surface d'échange, il est important d'avoir un écartement entre les mini-canaux le plus faible possible. En diminuant l'écartement entre les mini-canaux on peut augmenter :

- leur nombre pour un diamètre donné
- le diamètre pour un nombre donné
- ou simultanément le nombre et le diamètre des mini-canaux.

Préalablement au développement d'un modèle analytique, il importe de déterminer les régimes d'écoulement au sein de l'échangeur. Il est nécessaire dans un premier temps de connaître la gamme de dimensions de l'échangeur. Nous estimons que pour des raisons de fabrication et à terme d'industrialisation, il est peu opportun de descendre en deçà d'un dimensionnel de l'ordre du millimètre. Le tableau IV-3 présente le nombre de mini-canaux en fonction de l'écartement et du diamètre des mini-canaux.

		Diamètre des mini-canaux (D^{canal}) (m)								
		0,001	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,0035	0,004	0,0045	0,005
Ecartement (E) (m)	0,001	28	22	18	16	14	12	11	10	9
	0,0015	22	18	16	14	12	11	10	9	8
	0,002	18	16	14	12	11	10	9	8	8
	0,0025	16	14	12	11	10	9	8	8	7
	0,003	14	12	11	10	9	8	8	7	7
	0,0035	12	11	10	9	8	8	7	7	6
	0,004	11	10	9	8	8	7	7	6	6
	0,0045	10	9	8	8	7	7	6	6	6
	0,005	9	8	8	7	7	6	6	6	6

Tableau IV-3 : Nombre de mini-canaux en fonction de l'écartement et du diamètre des mini-canaux.

Il est également nécessaire de connaître le type de régime d'écoulement auquel nous allons être confrontés, à savoir laminaire ou turbulent. Nous considérons, un diamètre des tubes du plancher chauffant de 13 mm (Thermacome). La vitesse du fluide sous le plancher ne devra pas excéder les 1 m/s afin d'éviter tout risque de bruit dû à d'éventuelles turbulences. Ainsi, nous pouvons d'ores et déjà facilement calculer le débit maximal sous le plancher :

$$\dot{m}_{plan_max} = \left(\frac{\pi (D^{canal})^2}{4} \right) V_{plancher_max} = 477 \text{ l.h}^{-1} \quad [IV.3]$$

Nous reprenons maintenant la loi d'eau établie au chapitre précédent sur la base du plancher Thermacome avec une température de consigne de 19°C. Considérons une pièce de 20 m² avec une gamme de consommation allant de 10 à 60 W.m⁻² (correspondant à un besoin de chauffage bas et haut) nous pouvons déterminer :

- la puissance optimale délivrée par un module thermoélectrique,
- la puissance utile que doit absorber chaque échangeur.

Les résultats présentés dans le tableau IV-4 supposent que nous considérons dans un premier temps une résistance thermique totale d'accès côtés utile et source de 0,1 K/W. Le tableau présente les résultats de températures utiles obtenus au moyen de la loi d'eau. En fonction de la température utile, nous déterminons la puissance utile optimale que donne un module thermoélectrique et donc le nombre d'échangeurs nécessaire pour répondre au besoin de puissance.

Densité de puissance (W.m ⁻²)	Puissance de chauffage (W)	Température utile	Puissance utile optimale délivrée par un module (W)	Puissance utile par échangeurs (W)	Nombre d'échangeurs
10	200	21,9	14,71	29,42	7
20	400	24,8	19,83	39,66	11
30	600	27,7	25,35	50,7	12
40	800	30,6	31,25	62,5	13
50	1000	33,5	37,54	75,08	14
60	1200	36,4	44,22	88,44	14

Tableau IV-4 : Nombre d'échangeurs nécessaires en fonction de la puissance nécessaire

Considérons le nombre le plus faible d'échangeurs : 7. Le débit maximal dans chaque échangeur est alors de 68 l.h⁻¹. Nous pouvons donc déterminer le nombre de Reynolds maximal pour chacune des configurations présentées dans le tableau IV-3.

Le tableau IV-5 met en évidence le fait que l'écoulement sera majoritairement de type laminaire (couleur jaune) au sein des échangeurs, hormis pour des configurations extrêmes ayant un très grand écartement pour un diamètre de mini-canaux très faible. Cependant, ces configurations ne présentent que peu d'intérêt du fait des pertes de charges très importantes correspondantes.

		Diamètre des mini-canaux (D^{canal}) (m)								
		0,001	0,0015	0,002	0,0025	0,003	0,0035	0,004	0,0045	0,005
Ecartement (E) (m)	0,001	860	717	645	602	573	553	537	525	516
	0,0015	1075	860	752	688	645	614	591	573	559
	0,002	1290	1003	860	774	717	676	645	621	602
	0,0025	1505	1146	967	860	788	737	699	669	645
	0,003	1720	1290	1075	946	860	798	752	717	688
	0,0035	1935	1433	1182	1032	932	860	806	764	731
	0,004	2150	1576	1290	1118	1003	921	860	812	774
	0,0045	2365	1720	1397	1204	1075	983	914	860	817
0,005	2580	1863	1505	1290	1146	1044	967	908	860	

Tableau IV-5 : Nombre de Reynolds en fonction de la géométrie

IV.4 Modélisation de l'échangeur

Préalablement à la modélisation de phénomènes de transferts de masse et de chaleur dans l'échangeur, il est nécessaire de s'assurer de la validité des équations classiques de Navier-Stokes pour les dimensions de l'ordre du millimètre. La majorité des études récentes traitant des problèmes de transferts de chaleur et de masse au sein de micro-canaux mettent en évidence la validité de ces équations à l'échelle micro [Kroeker 2004]. C'est le cas pour Owhaib et Palm qui ont mis en évidence que les lois classiques de la thermodynamique s'appliquent dans des tubes de diamètre allant de 1,7 à 0,8 mm [Owhaib 2004]. Gao et al. ont étudié les pertes de charges et les transferts de chaleur entre deux plaques parallèles espacées de 0,1 à 1 mm. Leurs résultats expérimentaux ont permis de valider les équations classiques de transport de masse et de chaleur pour un espacement de 0,5 mm minimum [Gao 2002].

IV.4.1 Pertes de charges

Afin de déterminer de manière théorique les pertes de charges engendrées dans un canal de l'échangeur, on détermine le type de régime dynamique : développé ou en cours de développement. Un régime dynamique établi correspond à une configuration de l'écoulement telle que le profil des vitesses reste identique à lui-même le long de l'axe d'écoulement (x) (figure IV-12).

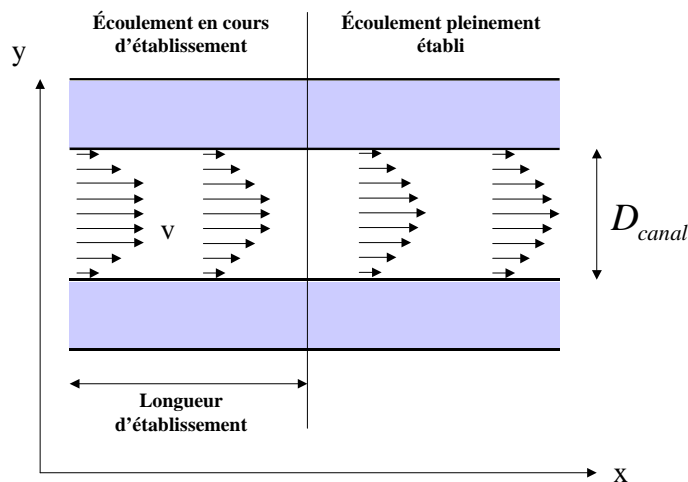


Figure IV-12 : Principe de développement d'un écoulement en régime laminaire

La longueur nécessaire à l'établissement dynamique peut être calculée de façon approchée de la manière suivante [Kandlikar 2003] :

$$L_{dyn}^{etabl} = 0,05 \text{Re}^{canal} D^{canal} \quad [IV.4]$$

Pour la gamme de géométrie et de régimes d'écoulement considérés, trois configurations posséderont une zone pleinement établie. La longueur d'établissement la plus faible est de 0,042 m. Elle correspond à la configuration avec le plus faible écartement et le plus faible diamètre. Chaque mini-canal ayant une longueur de 0,055 m, nous appliquons pour la région établie une corrélation différente à celle de la zone non établie.

Pour le calcul des pertes de charges dans la zone non établie au sein du mini-canal, nous considérons la corrélation établie par Shah et London en 1978 [Shah 1978] :

$$\frac{\Delta P^{canal}}{0,5 \rho^{fluide} (v^{canal})^2} = 13,74(x^+)^{1/2} + \frac{1,25 + 64x^+ - 13,74(x^+)^{1/2}}{1 + 0,00021(x^+)^{-2}} \quad [IV.5]$$

Avec,

$$x^+ = \frac{L^{canal} / D^{canal}}{Re^{canal}} \quad [IV.6]$$

Pour la zone établie, nous appliquons la relation de Darcy-Weisbach [Darcy 1857] [Weisbach 1845] :

$$\Delta P^{canal} = f \left(\frac{(l - L_{dyn}^{etabl}) v^{canal} \rho^{fluide}}{2 D^{canal}} \right) \quad [IV.7]$$

Avec,

$$f = \frac{64}{Re^{canal}} \quad [IV.8]$$

IV.4.2 Transfert de chaleur

IV.4.2.1 Transfert convectif

Tout comme pour les pertes de charges, il importe lors de l'étude du transfert de chaleur au sein d'un canal de connaître le type de régime thermique considéré. Un régime thermique est dit pleinement établi lorsque le profil des températures le long de l'axe Y devient similaire le long de l'axe d'écoulement (X) à la différence près que les valeurs de températures évoluent (*figure IV-13*).

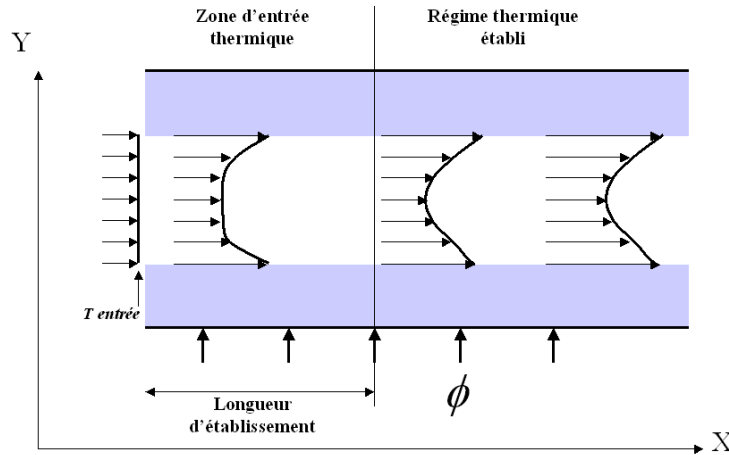


Figure IV-13 : Principe de développement du régime thermique en régime laminaire

La longueur nécessaire à l'établissement du régime thermique peut être calculée de façon approchée de la manière suivante [Kandlikar 2003] :

$$L_{therm}^{etabl} = 0,5 Re^{canal} D^{canal} Pr \quad [IV.9]$$

La valeur du nombre de Prandtl pour l'eau étant de 6,97 à 20°C, la longueur d'établissement thermique sera donc supérieure à la longueur d'établissement dynamique. Le régime thermique n'est donc pas établi.

La corrélation utilisée dans le cas d'une conduite circulaire pour la région d'entrée [Shah 1975] est présentée ci-après. Cette relation est valable pour un nombre de Prandtl compris entre 0,7 et 7 et pour un nombre de Reynolds inférieur à 2300.

$$Nu = 4,364 + \frac{0,086(RePr(\frac{D^{canal}}{L^{canal}}))^{1/3}}{1 + 0,1Pr(Re(\frac{D^{canal}}{L^{canal}}))^{0,83}} \quad [IV.10]$$

Le coefficient de transfert convectif moyen au niveau du canal est alors déterminé par

$$H^{canal} = \frac{Nu^{canal} \lambda^{fluide}}{D^{canal}} \quad [IV.11]$$

La résistance thermique liée au transfert convectif est alors :

$$R_{conv}^{canal} = \frac{1}{H^{canal} S^{canal}} \quad [IV.12]$$

Le canal étant chauffé depuis la face supérieure et inférieure, nous considérons que la surface d'échange est réduite de moitié. La résistance de convection relative à chacune des faces du canal est donc identique et égale à :

$$R_{conv}^{canal} = \frac{1}{H^{canal} \left(\frac{S^{canal}}{2} \right)} \quad [IV.13]$$

IV.4.2.2 Transfert par conduction

Le matériau considéré pour l'échangeur est du cuivre et possède donc une très forte conductivité thermique ($\lambda_{cu} = 394 W.m^{-1}.K^{-1}$ à 20 °C). En toute rigueur, il serait nécessaire d'intégrer au modèle analytique un modèle intégrant les résistances de constriction dues à la différence de géométrie entre la zone d'injection de la puissance thermique et la zone d'échange avec le fluide (*figure IV-14*).

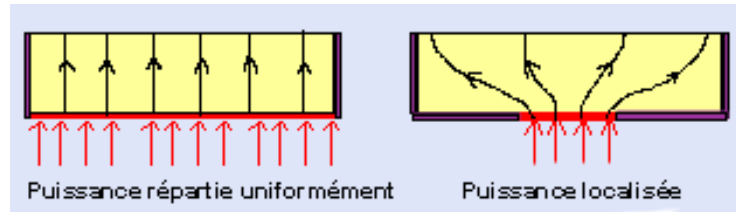


Figure IV-14 : Principe de la résistance thermique de répartition dans la base d'un échangeur

De nombreuses corrélations permettent de calculer cette résistance de répartition dans le cas de surfaces et de géométries de la zone de chauffe et d'évacuation du flux différentes. Les premiers travaux ont été menés par Kennedy dès 1960 par l'étude des résistances de répartition au sein de matériaux semi-conducteur cylindriques soumis à un flux constant [Kennedy 1960]. Par la suite, Yvanovich a mené de nombreuses études et développé des modèles analytiques relativement complexes pour des géométries et conditions aux limites différentes [Yvanovich 1976a; Yvanovich 1976b; Yvanovich 1976c]. En 1994, Song et al. [Song 1994] ont développé une série de corrélations permettant d'estimer de manière relativement simple et avec une marge d'erreur de 10 % maximum [Lee 1995] les résistances de répartition. Cependant, peu d'études portent sur la répartition des champs de température pour une géométrie telle que celle que nous étudions. En 2010, Kim et Mudawar, qui ont étudié de nombreux cas différents de diffusion de la chaleur dans des dissipateurs de chaleur de géométries différentes, ont développé un modèle analytique permettant de déterminer la répartition de la température dans la base d'un échangeur tel que celui étudié [Kim 2010] (*figure IV-15*).

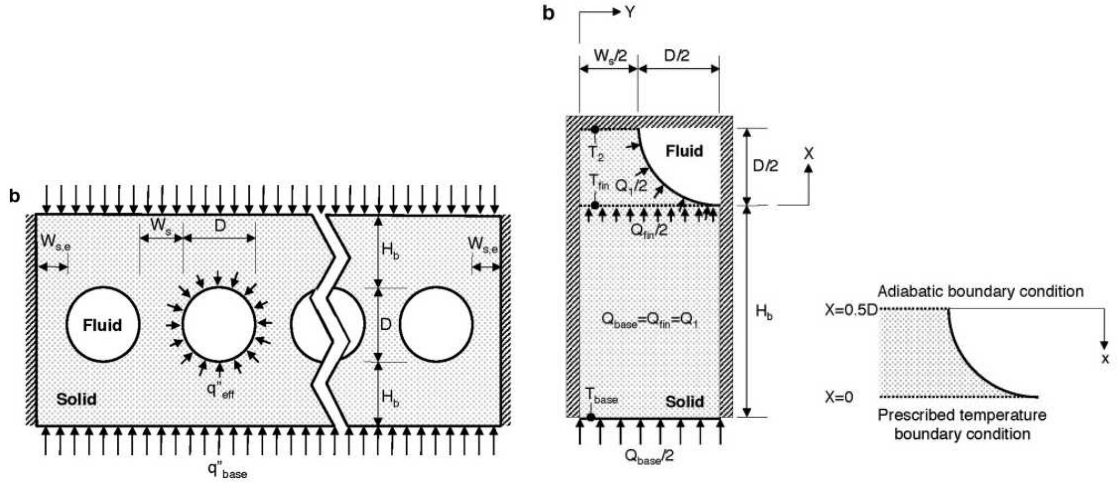


Figure IV-15 : Etude de la diffusion de la chaleur dans la base d'un échangeur à minicanaux circulaires

De part la complexité du modèle à mettre en place, et pour des problèmes de convergence du modèle analytique, nous avons décidé de simplifier le modèle de conduction négligeant les résistances de constrictions. Cette hypothèse est acceptable du fait de la forte conductivité thermique du matériau. En effet, la part de la résistance liée à la conduction sur la résistance totale de l'échangeur est bien inférieure à celle liée à la convection au niveau du mini-canal. Le nombre de Biot est un nombre adimensionnel, il valide cette hypothèse. Ce nombre est défini par :

$$Bi = \frac{hH}{\lambda_{cu}} \quad [IV.14]$$

L'hypothèse selon laquelle nous envisageons la résistance thermique de conduction uniquement en fonction de l'épaisseur de la base est validée pour des valeurs du nombre de Biot inférieures à 0,1. En considérant une épaisseur de 6 mm, cette hypothèse est validée pour des valeurs de coefficient d'échange convectif inférieures à $7000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Pour un coefficient d'échange de $2000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, la hauteur h minimale est de 2 mm pour respecter un nombre de Biot inférieur à 0,1.

Nous établissons pour le développement du modèle analytique la relation de la résistance liée à la conduction thermique de la manière suivante (figure IV-16) :

$$R_{cond} = \frac{|T^b - T^{int}|}{\phi} = \frac{h}{\lambda_{cu} \left(\frac{IL}{N^{canal}} \right)} \quad [IV.15]$$

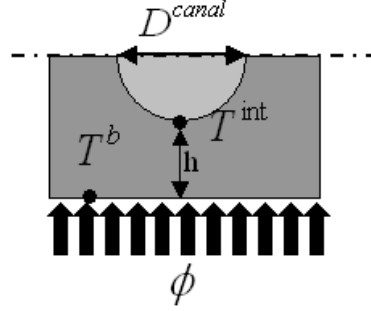


Figure IV-16 : Principe de détermination de la résistance de conduction dans la base de l'échangeur

IV.4.2.3 Bilan thermique pour la fonction 1

A partir des puissances chaudes et froides générées par le système et définies dans le chapitre précédent (III.3.2.2), nous établissons le bilan thermique du système en liant les différentes températures entre elles. La figure IV-17 présente les variables intervenant dans le calcul analytique.

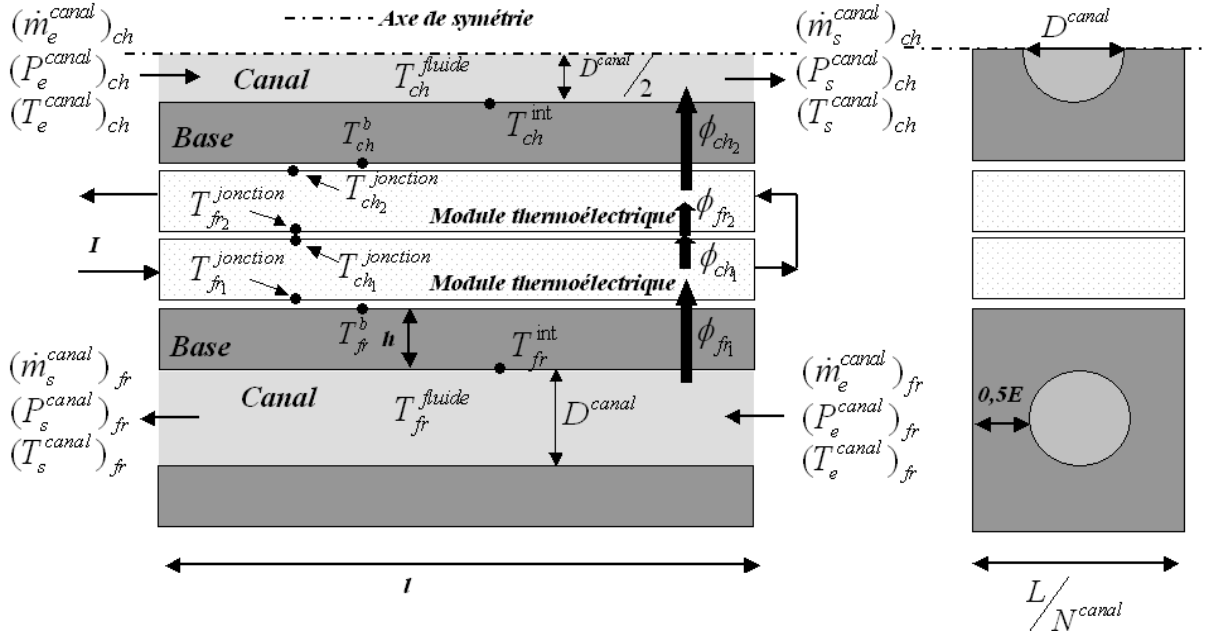


Figure IV-17 : Conditions aux limites de la fonction 1 de l'échangeur pour le modèle analytique

La résistance thermique totale de l'échangeur lie la température moyenne du fluide à la température de la base de l'échangeur :

$$(R_{ech})_{ch} = \frac{T_{ch}^{base} - T_{ch}^{fluide}}{\phi_{ch}} = \frac{T_{ch}^b - T_{ch}^{int}}{\phi_{ch}} + \frac{T_{ch}^{int} - T_{ch}^{fluide}}{\phi_{ch}} = R_{cond} + (R_{conv})_{ch} \quad [IV.16]$$

$$(R_{ech})_{fr} = \frac{T_{fr}^{fluide} - T_{fr}^b}{\phi_{fr}} = \frac{T_{fr}^{int} - T_{fr}^b}{\phi_{fr}} + \frac{T_{fr}^{fluide} - T_{fr}^{int}}{\phi_{fr}} = R_{cond} + (R_{conv})_{fr} \quad [IV.17]$$

La résistance de contact entre le module thermoélectrique et l'échangeur lie la température de la base de l'échangeur à la température de jonction associée :

$$R_{ch}^{contact} = \frac{T_{ch_2}^{jonction} - T_{ch}^b}{\phi_{ch_2}} \quad [IV.18]$$

$$R_{fr}^{contact} = \frac{T_{fr}^b - T_{fr_1}^{jonction}}{\phi_{fr_1}} \quad [IV.19]$$

La résistance de contact inclut la résistance liée à la céramique du module.

Enfin, la jonction chaude et la jonction froide du premier et du deuxième module associés en cascade sont liées par la résistance de cascade.

$$R_{cascade} = \frac{T_{ch_1}^{jonction} - T_{fr_2}^{jonction}}{\phi_{ch_1}} = \frac{T_{ch_1}^{jonction} - T_{fr_2}^{jonction}}{\phi_{fr_2}} \quad [IV.20]$$

Nous pouvons donc écrire la conservation du flux de la manière suivante :

$$\phi_{ch_1} = \phi_{fr_2} \quad [IV.21]$$

IV.4.2.4 Bilan thermique pour la fonction 2

Dans le cas du fonctionnement en cascade, le transfert de chaleur s'effectue par conduction thermique seule au sein de l'échangeur. Lors de ce mode de fonctionnement, les mini-canaux sont remplis d'eau immobile. Nous appliquons donc une conductivité équivalente à l'échangeur :

$$\lambda_{ech} = \varepsilon \lambda_{cu} + (1 - \varepsilon) \lambda_{eau} \quad [IV.22]$$

Avec ε , la fraction volumique de cuivre de l'échangeur.

Dans le cas d'un fonctionnement en mode cascade nous pouvons lier les températures de jonctions associées à l'échangeur de chaleur fonctionnant en conduction thermique seule par le biais de deux résistances de contact et d'une résistance équivalente pour l'échangeur central (*figure IV-18*).

$$R_{ech}^{equi} = \frac{2h + D^{canal}}{lL\lambda_{ech}} \quad [IV.23]$$

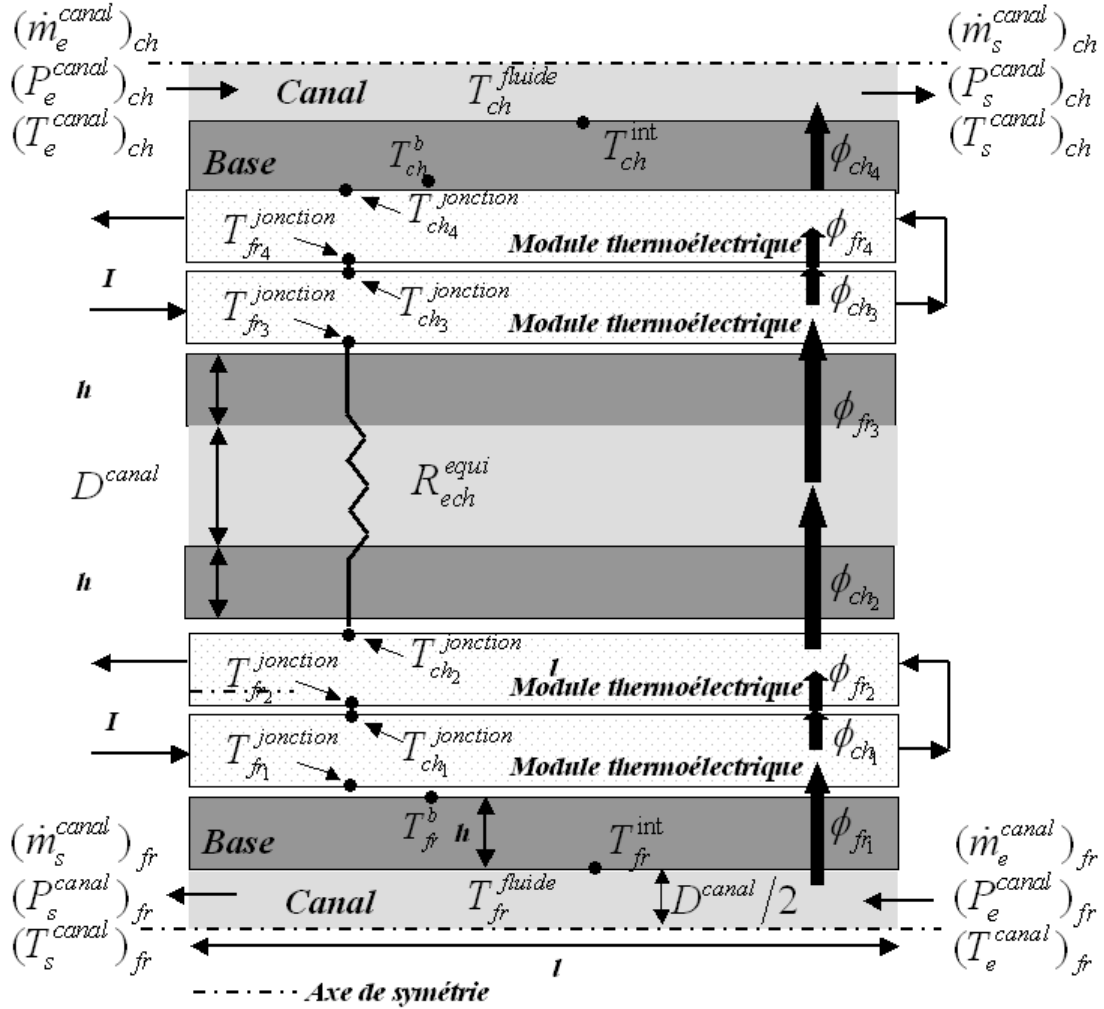


Figure IV-18 : Conditions aux limites de la fonction 2 de l'échangeur pour le modèle analytique

IV.4.3 Modèle numérique

IV.4.3.1 Présentation du modèle pour la fonction 1 de l'échangeur

Afin de confronter notre modèle analytique, nous avons réalisé une modélisation numérique par éléments finis des phénomènes thermiques et fluidiques au sein d'un mini-canal. Le logiciel utilisé est ANSYS CFX. Les conditions aux limites sont illustrées par la figure IV-19. Du fait d'une symétrie, nous ne travaillons que sur la demi-épaisseur de matière entre 2 mini-canaux. Toutes les faces sont adiabatiques hormis les faces supérieure et inférieure où on impose le flux de chaleur.

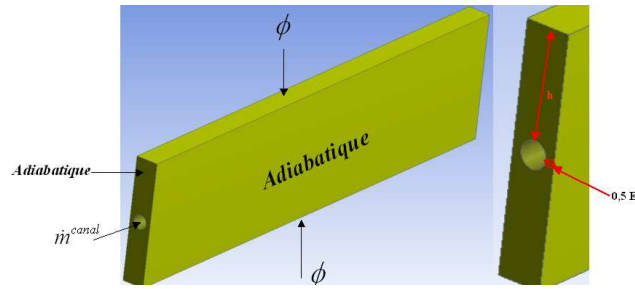


Figure IV-19 : Conditions aux limites de la fonction 1 de l'échangeur pour le modèle numérique

Le maillage du canal est réalisé au moyen d'une « automatic method ». Un raffinement du maillage au niveau des parois est réalisé afin de simuler au mieux les phénomènes physiques au sein de la couche limite (figure IV-20). La première couche de la zone d'inflation est imposée et varie en fonction du diamètre du canal. Le nombre de couches de maille pour la zone d'inflation est imposé à 4. Le facteur de croissance est de 1,2. La partie solide est également maillée au moyen d'une « automatic method » avec une taille imposée des éléments à 2.10^{-4} m.

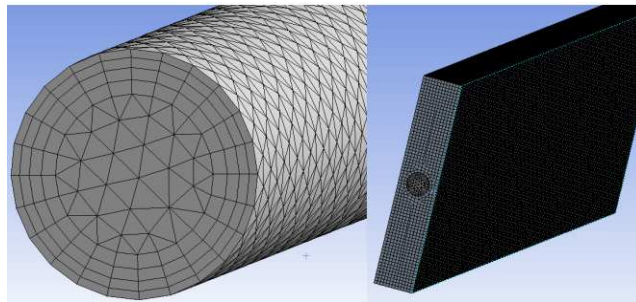


Figure IV-20 : Maillage de la géométrie pour l'étude numérique de la fonction 1 de l'échangeur

Le calcul est effectué en régime laminaire. Le résidu de calcul est fixé à un 1.10^{-6} . De nombreux calculs ont été réalisés pour différents diamètres et différentes valeurs d'écartement entre les mini-canaux. Le choix d'un écartement et d'un nombre de mini-canaux nous impose le diamètre correspondant de ces mini-canaux conformément à l'équation IV.2. Le débit total de l'échangeur est fixé, ainsi en fonction du nombre de mini-canaux nous déterminons le débit dans un mini-canal. Nous faisons dans un premier temps l'hypothèse d'une équidistribution fluidique. Cette hypothèse suppose que le débit total se répartit de façon parfaitement homogène dans tous les mini-canaux. Le phénomène de distribution fluidique sera intégré par la suite afin d'affiner le modèle analytique. La densité de flux injecté est de 13223 W.m^{-2} ce qui correspond à une puissance de 40 W pour la totalité de l'échangeur. Nous effectuons deux séries de simulation :

- une première série avec un flux injecté sur une seule face de l'échangeur,
- une seconde série avec un flux injecté sur les deux faces (supérieure et inférieure) de l'échangeur.

IV.4.3.2 Présentation du modèle pour la fonction 2 de l'échangeur

Nous avons également développé un modèle de conduction thermique seule afin de confronter la méthode de la conductivité équivalente présentée par les équations IV.22 et IV.23. La simulation est réalisée en quasi 2D avec une densité de flux imposé de 40000 W.m^{-2} sur la face supérieure et une température imposée de 305 K pour la face inférieure. La température de la face supérieure calculée au moyen de CFX détermine la résistance thermique et donc la conductivité équivalente de la géométrie considérée. Le solide considéré est du cuivre et le fluide au sein du mini-canal est de l'eau immobile. Nous avons réalisé un maillage raffiné au niveau des zones limites :

- la face supérieure où est appliqué le flux thermique,
- l'interface solide-eau au niveau du mini-canal,
- la face inférieure sur laquelle est imposée une température (figure IV-21).

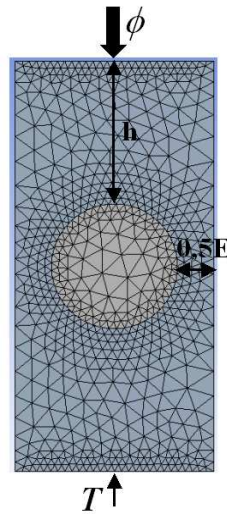


Figure IV-21 : Maillage de la géométrie pour l'étude numérique de la fonction 2 de l'échangeur

IV.4.4 Comparaison des modèles numériques et analytiques

IV.4.4.1 Fonction 1

Dans un premiers temps, nous observons les résultats obtenus numériquement et analytiquement dans le cadre d'un fonctionnement classique de l'échangeur (fonction 1). Les résultats obtenus pour deux débits totaux différents et pour un écartement entre les mini-canaux de 1 mm, sont donnés ci-après. La figure IV-22 illustre les répercussions de l'augmentation du nombre de mini-canaux sur le nombre de Reynolds et le débit au sein de chaque mini-canal. Nous observons que le débit par mini-canal baisse logiquement avec l'augmentation du nombre de mini-canaux. Néanmoins, le nombre de Reynolds augmente avec cette même augmentation du nombre de mini-canaux. En effet, l'écartement étant fixé, l'augmentation du nombre de mini-canaux est synonyme d'une diminution du diamètre de chaque mini-canal et donc d'une augmentation de la vitesse malgré la baisse du débit dans le mini-canal. La figure IV-23 illustre l'évolution de la perte de charges au niveau d'un mini-canal en fonction du nombre de mini-canaux que compte l'échangeur.

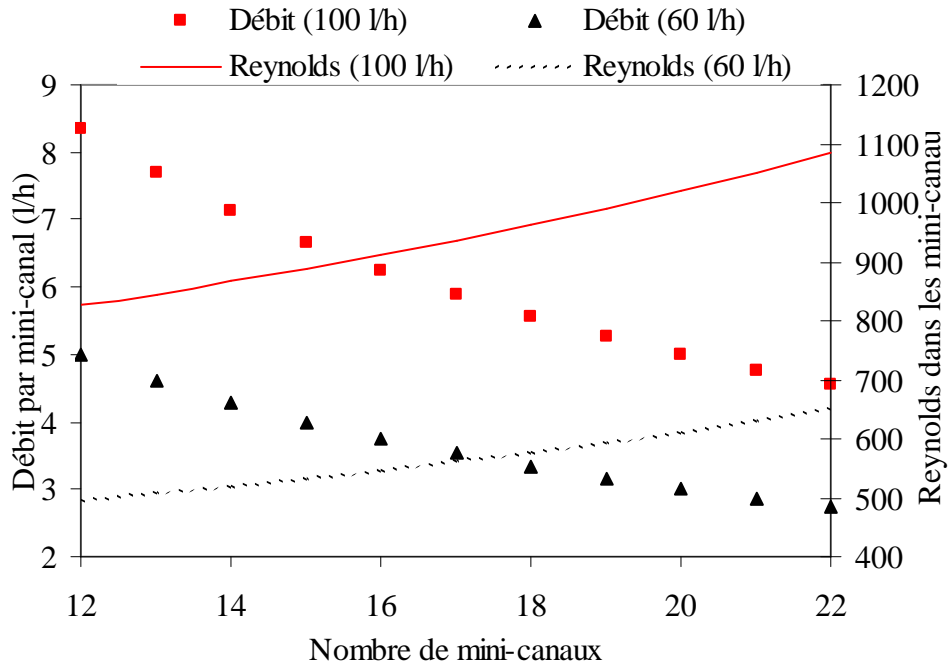


Figure IV-22 : Evolution du nombre de Reynolds et du débit local (hypothèse d'équidistribution) en fonction du nombre de mini-canaux total de l'échangeur et pour deux débits totaux différents.

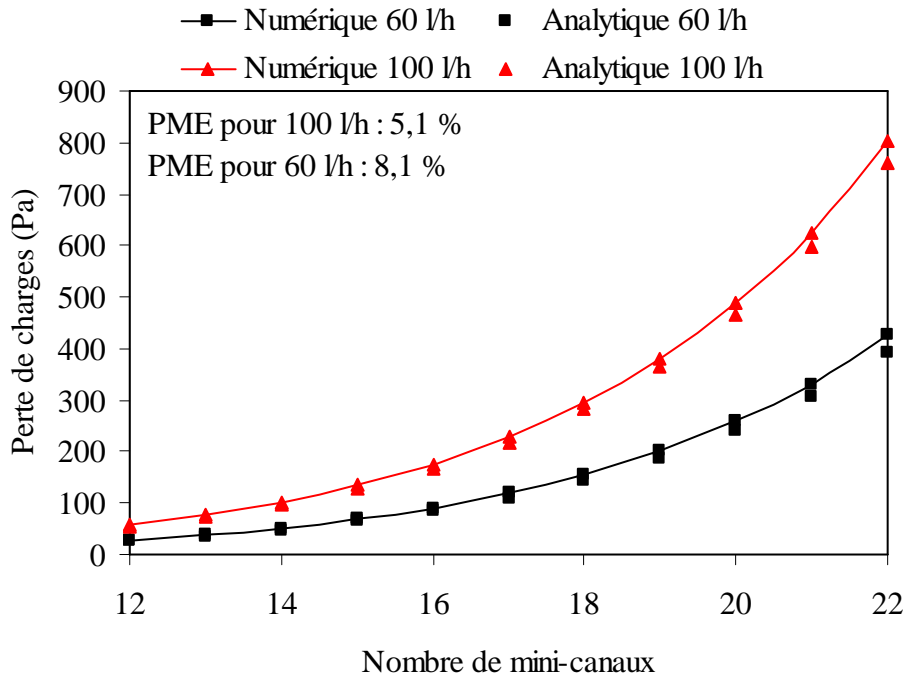


Figure IV-23 : Evolution de la perte de charges en fonction du nombre de mini-canaux total de l'échangeur et pour deux débits totaux différents.

La perte de charges augmente avec le nombre de mini-canaux du fait de l'augmentation du nombre de Reynolds.

Afin de comparer plus précisément les résultats analytiques et numériques, un calcul du pourcentage moyen d'écart est réalisé selon la relation :

$$PME = \frac{100}{N} \sum_{j=1}^N \frac{|Th_j - Num_j|}{Th_j} \quad [IV.24]$$

Où, N est le nombre de points calculé, Th le résultat analytique et Num le résultat numérique.

Nous constatons une bonne similitude entre les résultats analytiques et numériques pour la détermination des pertes de charges.

La figure IV-24 présente l'évolution du coefficient d'échange convectif en fonction du débit dans le mini-canal pour deux valeurs de débits totaux différents.

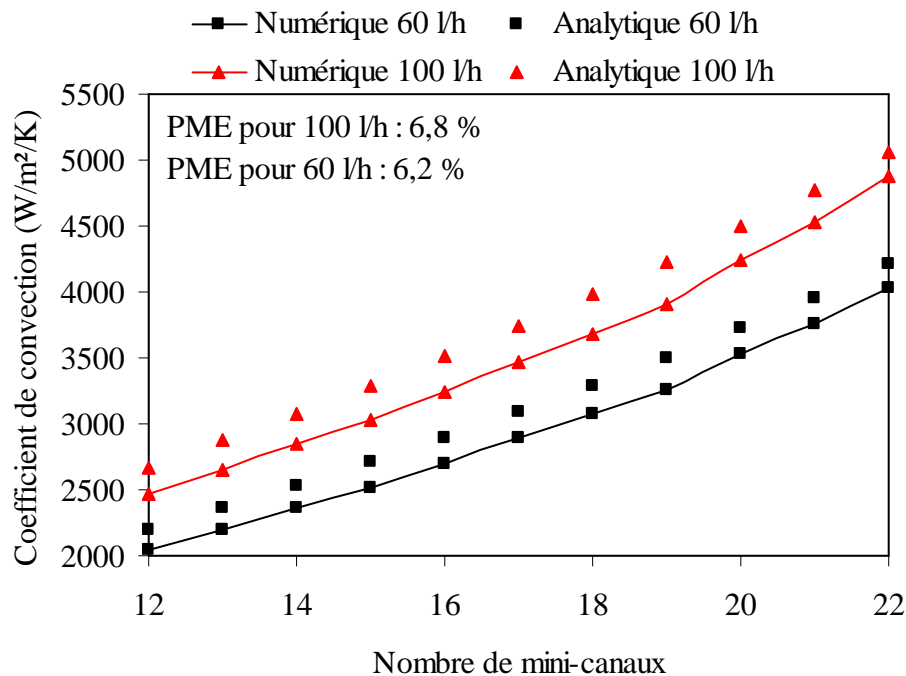


Figure IV-24 : Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction du nombre de mini-canaux total de l'échangeur et pour deux débits totaux différents

Le profil de courbe est très similaire entre le modèle analytique et le calcul numérique. Le coefficient d'échange augmente avec le nombre de mini-canaux. En effet, comme nous l'avons montré précédemment (figure IV-22), le nombre de Reynolds par mini-canal augmente avec le nombre de mini-canaux. Enfin, le coefficient d'échange convectif augmente avec l'augmentation du débit total. Globalement, l'amélioration du transfert convectif se traduit donc par une augmentation des pertes de charges dans l'échangeur. Le pourcentage moyen d'écart entre le calcul analytique et numérique reste relativement faible ($< 10\%$).

La figure IV-25 présente le détail des résistances thermiques par convection et par conduction pour un débit de 60 l.h^{-1} .

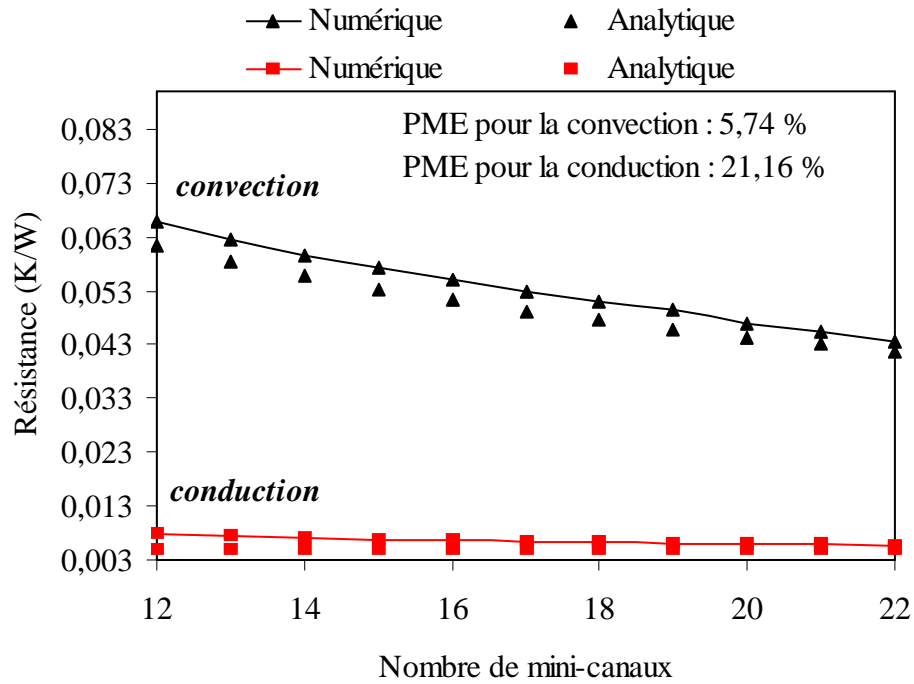


Figure IV-25 : Evolution de la résistance de convection et de conduction en fonction du nombre de mini-canaux total de l'échangeur pour un débit de 60 l.h⁻¹.

Les phénomènes convectifs au niveau des mini-canaux prédominent sur la conduction thermique dans la base de l'échangeur. Le pourcentage moyen d'écart est très faible en ce qui concerne la résistance thermique de convection. La corrélation de Shah est donc en adéquation avec les résultats numériques. Pour la résistance de conduction, le PME est relativement élevé (21,16 %) ce qui s'explique par les hypothèses simplificatrices effectuées (cf. IV.4.2.2), à savoir : ne pas considérer les résistances de constriction dans la base de l'échangeur. Cependant, la part de la résistance de conduction par rapport à la résistance de convection est relativement faible. Celle-ci varie de 13 à 11 % pour le calcul numérique et de 11 à 8 % pour le calcul analytique. Nous estimons que le PME sur la résistance de conduction entre le calcul numérique et le calcul analytique est acceptable au vu de la part de la résistance de conduction dans le transfert thermique. Dans le cas d'un débit à 100 l.h⁻¹, le PME sur la résistance de convection est de 6,3 %. Le PME sur la conduction reste logiquement inchangé quel que soit le débit de circulation.

La figure IV-26 présente l'évolution de la résistance totale de l'échangeur en fonction du nombre de mini-canaux de l'échangeur dans le cas où celui-ci n'est chauffé que sur une seule de ses faces supérieures. Cette résistance baisse avec l'augmentation du nombre de mini-canaux du fait de l'amélioration des transferts thermiques convectifs. Les résultats analytiques et numériques présentent un PME aux alentours de 8 %. Par ailleurs, ces valeurs de résistances thermiques sont globalement plus faibles que la valeur considérée pour les résultats présentés au chapitre précédent (0,1 K/W).

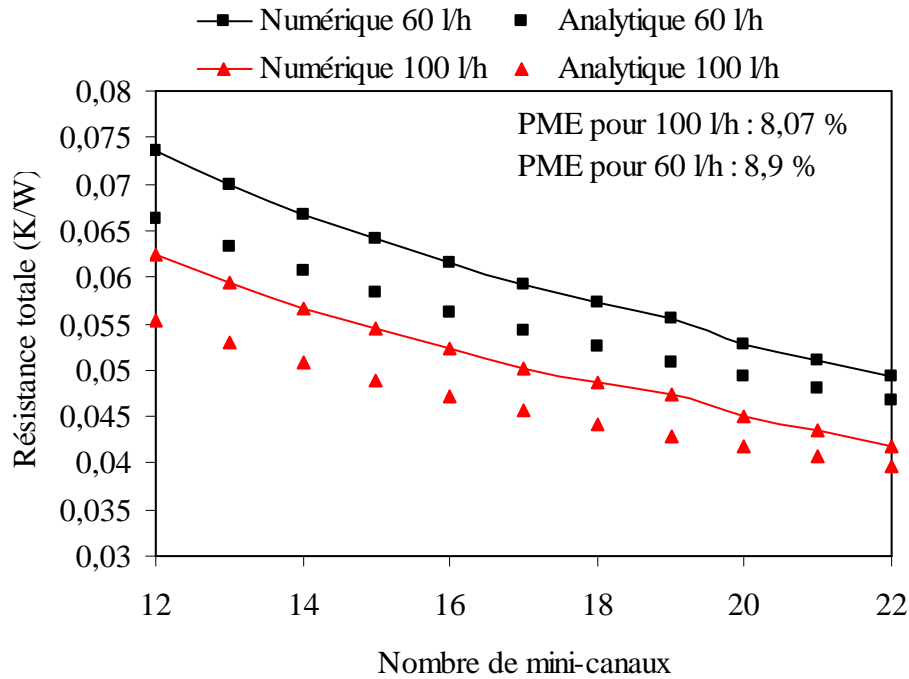


Figure IV-26 : Evolution de la résistance totale de l'échangeur en fonction du nombre de mini-canaux total de l'échangeur pour deux débits totaux différents et pour un chauffage sur une seule face

La figure IV-27 présente les mêmes résultats que la figure IV-26 à la différence près que l'échangeur est cette fois chauffé sur ses deux faces supérieures et inférieures.

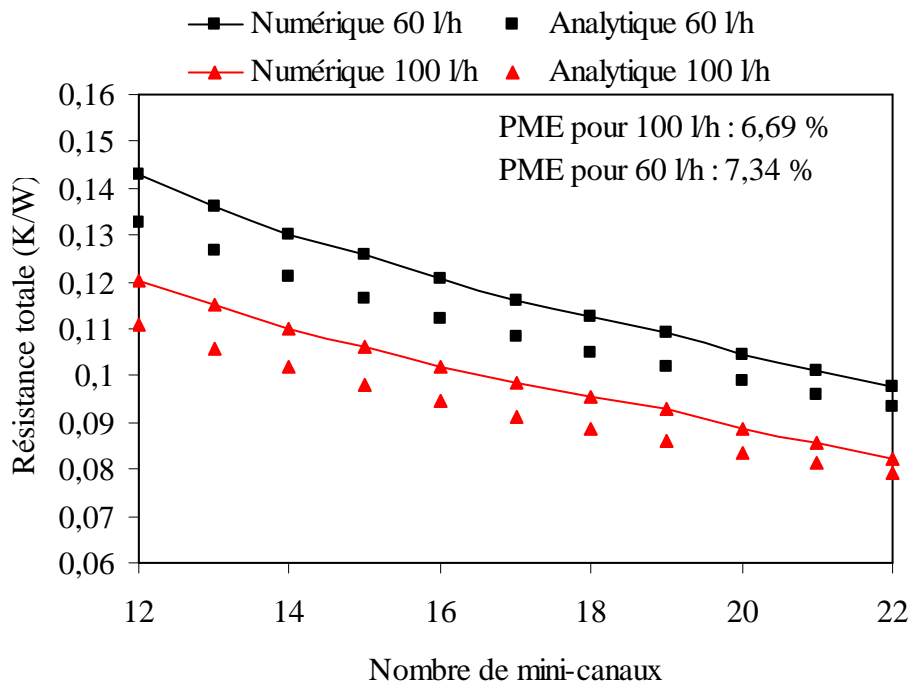


Figure IV-27 : Evolution de la résistance totale de l'échangeur en fonction du nombre de mini-canaux total de l'échangeur pour deux débits totaux différents et pour un chauffage sur les deux faces

Le coefficient d'échange qui présente une bonne similitude entre le calcul analytique et numérique ne varie pas que l'on chauffe l'échangeur sur une ou deux faces. Il en est de même pour la résistance de conduction. Nous retrouvons sensiblement le même PME que pour les résultats obtenus lorsque l'échangeur n'est chauffé que sur une face, ce qui tend à valider l'hypothèse d'une surface d'échange allouée à chacune des faces correspondant à la moitié de la surface d'échange totale.

IV.4.4.2 Fonction 2

Le tableau IV-6 présente les résistances de conduction obtenues analytiquement et numériquement ramenées à la totalité de l'échangeur. On observe une augmentation de la résistance avec l'augmentation du diamètre des mini-canaux. Le pourcentage d'erreur entre les résultats analytiques et numériques augmente de 7,8 à 25,4 % lors de l'augmentation du diamètre. La hauteur h étant prise constante ainsi que l'écartement, la fraction de volume poreux augmente avec le diamètre du mini-canal. L'écart entre les résultats analytiques et expérimentaux augmente avec la fraction de volume poreux. Il semble qu'avec la méthode de la conductivité équivalente (eq IV.22) nous sous-estimons l'influence de la conductivité du volume poreux. Par conséquent plus la fraction de volume poreux augmente, plus l'écart entre les résultats numériques et analytiques augmente.

Diamètre du mini-canal (mm)	Hauteur h (mm)	Ecartement E (mm)	$R_{théo}$ (K/W)	R_{CFX} (K/W)	% d'erreur
1,5	6	1	0,0118	0,0128	7,80
1,619047619	6	1	0,0119	0,0131	8,76
1,75	6	1	0,0121	0,0135	9,92
1,894736842	6	1	0,0123	0,0139	11,17
2,055555556	6	1	0,0126	0,0144	12,57
2,235294118	6	1	0,0129	0,0150	14,13
2,4375	6	1	0,0132	0,0157	15,87
2,666666667	6	1	0,0135	0,0165	17,89
2,928571429	6	1	0,0139	0,0174	20,12
3,230769231	6	1	0,0144	0,0186	22,60
3,583333333	6	1	0,0150	0,0201	25,38

Tableau IV-6 : Comparaison des résistances de conduction équivalente pour la fonction 2 de l'échangeur obtenues numériquement et analytiquement

IV.4.5 Intégration des phénomènes de mal-distribution

IV.4.5.1 Modèle analytique

Pour l'étude des phénomènes fluidiques et thermiques au cœur d'un échangeur tel que celui décrit en IV.3.4, l'étude sur un unique canal a l'inconvénient de ne pas tenir compte des phénomènes de distribution fluidique dans les mini-canaux présentés en IV.3.3.

Afin d'intégrer ces phénomènes de distribution au modèle présenté précédemment, nous nous appuyons sur le travail réalisé par Saber et al. [Saber 2009]. Le principe du modèle analytique de distribution fluidique est relativement simple. Il repose sur le fait que la perte de charges totale depuis l'entrée jusqu'à la sortie de l'échangeur est la même quel que soit le chemin emprunté par le fluide.

La figure IV-28 présente le principe du modèle de distribution. Nous considérons ici un échangeur ayant deux mini-canaux reliés à un collecteur et à un distributeur. Chaque canal présente une résistance dont la perte de charges est égale au produit de cette résistance et du débit traversant la zone considérée.

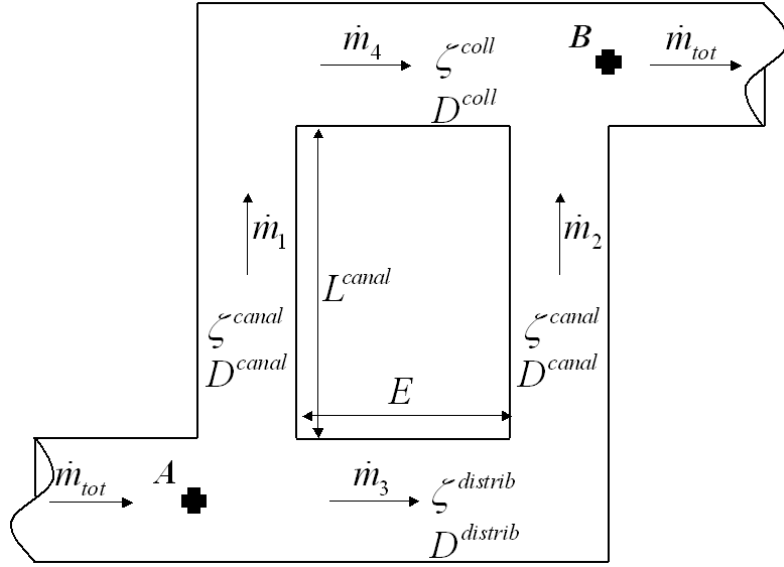


Figure IV-28 : Principe de détermination de la distribution fluide

En considérant un écoulement laminaire, nous établissons la relation de la résistance au moyen de la loi de Poiseuille :

$$\Delta P = \frac{128\mu L}{\pi(D)^4} \dot{m} = \zeta \dot{m} \quad [\text{IV.25}]$$

Nous déterminons les trois résistances à l'écoulement présentées sur la figure IV-28 :

$$\zeta^{\text{distrib}} = \frac{128\mu E}{\pi(D^{\text{distrib}})^4} \quad [\text{IV.26}]$$

$$\zeta^{\text{coll}} = \frac{128\mu E}{\pi(D^{\text{coll}})^4} \quad [\text{IV.27}]$$

$$\zeta^{\text{canal}} = \frac{128\mu L^{\text{canal}}}{\pi(D^{\text{canal}})^4} \quad [\text{IV.28}]$$

Nous établissons un bilan au niveau de l'écoulement :

$$\Delta P_{A-B} = \dot{m}_1 \zeta^{\text{canal}} + \dot{m}_4 \zeta^{\text{coll}} = \dot{m}_3 \zeta^{\text{distrib}} + \dot{m}_2 \zeta^{\text{canal}} \quad [\text{IV.29}]$$

Sachant que nous avons :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 \quad [\text{IV.30}]$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad [\text{IV.31}]$$

Et,

$$\dot{m}_{\text{tot}} = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \quad [\text{IV.32}]$$

Nous pouvons résoudre le système d'équation et déterminer les différents débits parcourant l'échangeur. La méthode est généralisable à un système constitué de N minicanaux. En ne considérant que les pertes de charges linéaires, nous observons une répartition des débits symétriques avec le débit minimal dans le mini-canal central. Afin d'établir un modèle satisfaisant, il importe d'intégrer les pertes de charges singulières au niveau des bifurcations et des confluences de débits. Si nous reprenons le schéma proposé par la figure IV-29, nous observons quatre coefficients de singularité. La perte de charges liée à une singularité est exprimée de la manière suivante :

$$\Delta P = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad \text{[IV.33]}$$

On trouve deux coefficients de singularités différents au niveau de la bifurcation et deux au niveau de la confluence (figure IV-29) :

- Au niveau de la bifurcation, il existe un coefficient de singularité lié à la fraction du débit partant dans le mini-canal et un coefficient de singularité lié à la fraction du débit continuant dans le distributeur.
- Au niveau de la confluence, il existe un coefficient de singularité lié à la fraction du débit sortant dans le mini-canal et un coefficient de singularité lié à la fraction du débit arrivant du collecteur. Le détail du calcul de ces coefficients est disponible en annexe [Midoux 1993].

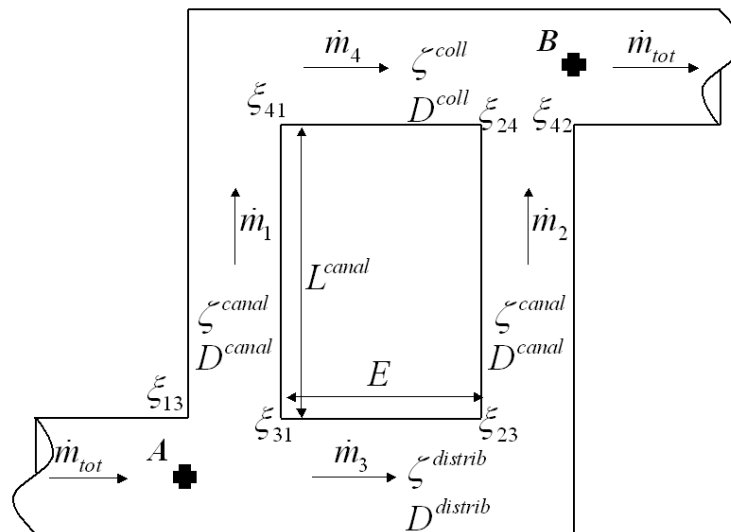


Figure IV-29 : Intégration des pertes de charges singulière à la distribution fluidique

La perte de charges totale entre le point A et B devient :

$$\Delta P_{A-B} = \xi_{13} \frac{\rho v_{tot}}{2} + \zeta^{canal} \dot{m}_1 + \xi_{41} \frac{\rho v_4}{2} + \zeta^{coll} \dot{m}_4 + \xi_{24} \frac{\rho v_{tot}}{2} \quad [\text{IV.34}]$$

$$\Delta P_{A-B} = \xi_{31} \frac{\rho v_{tot}^2}{\gamma} + \zeta^{distrib} \dot{m}_3 + \xi_{23} \frac{\rho v_3^2}{\gamma} + \zeta^{canal} \dot{m}_2 + \xi_{42} \frac{\rho v_{tot}^2}{\gamma} \quad [\text{IV.35}]$$

IV.4.5.2 Modèle numérique

Comme pour la modélisation au niveau d'un unique canal, nous avons confronté le modèle analytique de distribution fluide aux résultats obtenus numériquement par CFD. La figure IV-30 représente le type de maillage appliqué à la géométrie des mini-canaux. Un raffinement du maillage au niveau de la couche limite a été réalisé aussi bien sur les mini-canaux que sur les canaux distributeur et collecteur. Le résidu de calcul minimal est fixé à 1.10^{-6} .

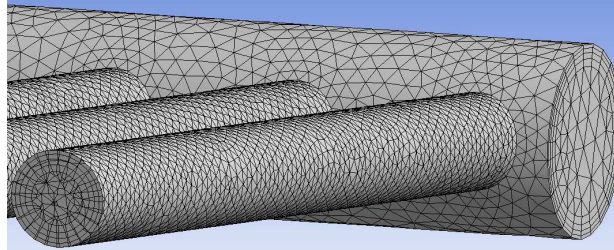


Figure IV-30 : Maillage des mini-canaux pour l'étude numérique de la distribution fluide

IV.4.5.3 Comparaison des modèles numérique et analytique pour la distribution fluide

Pour effectuer la comparaison entre le modèle numérique et analytique, deux géométries principales faites respectivement de 10 et 20 mini-canaux ont été analysées. L'écartement entre les mini-canaux est fixé à 1 mm, le diamètre des mini-canaux est donc respectivement de 4,5 mm et 1,75 mm. Des diamètres de 10 puis 15 mm ont été appliqués aux canaux distributeur et collecteur. Enfin, trois débits totaux, 25, 50 et 100 l/h ont été imposés. 12 simulations ont donc été réalisées pour analyser le phénomène de distribution fluide. Les figures IV-31 et IV-32 présentent les débits dans chaque mini-canal pour un nombre de mini-canaux total égal à 20, et respectivement pour un diamètre du collecteur et distributeur de 15 puis 10 mm.

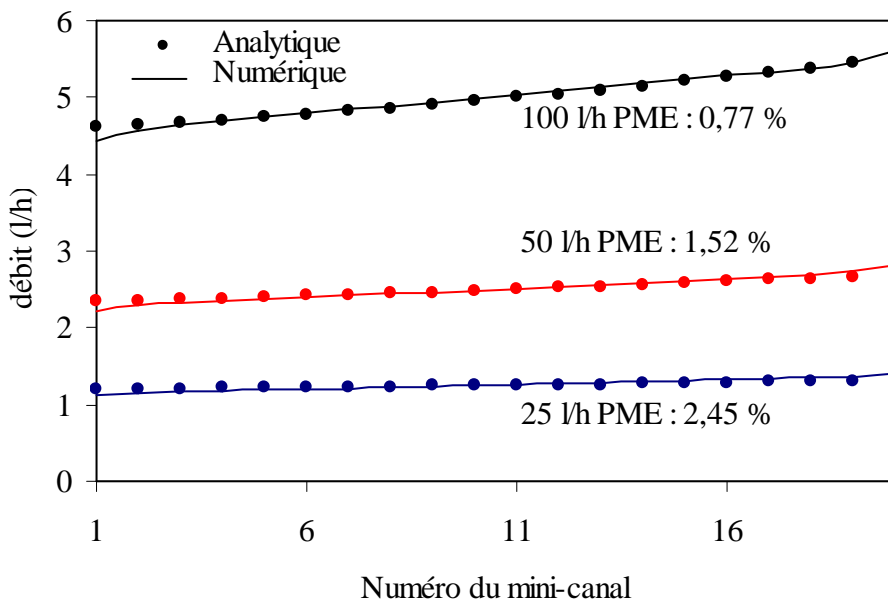


Figure IV-31 : Répartition du débit dans un échangeur à 20 mini-canaux avec un diamètre du collecteur et du distributeur de 15 mm et pour trois débits totaux différents

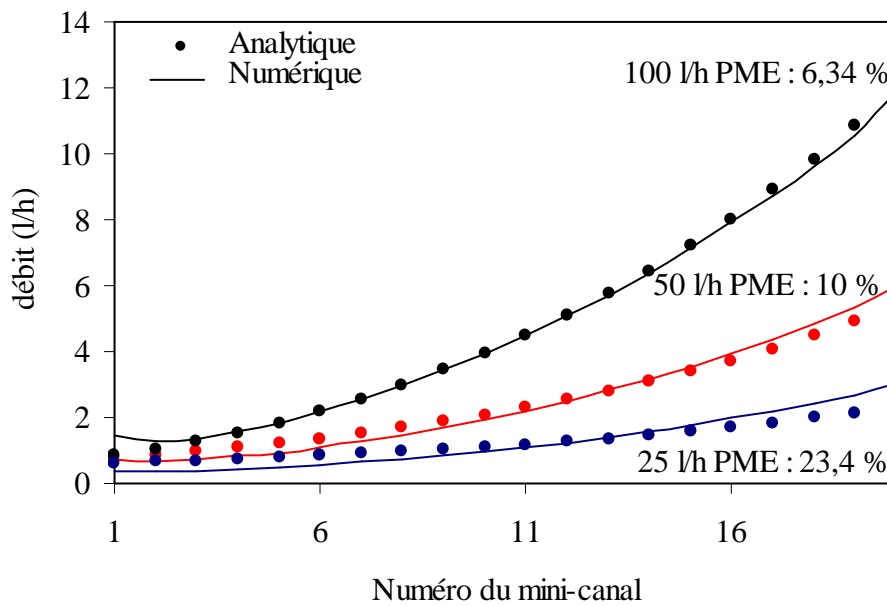


Figure IV-32 : Répartition du débit dans un échangeur à 20 mini-canaux avec un diamètre du collecteur et du distributeur de 10 mm et pour trois débits totaux différents

Nous avons :

- une meilleure répartition fluide pour les faibles débits,
- une moins bonne répartition des débits dans le cas du plus petit diamètre du collecteur et distributeur,
- les débits sont systématiquement plus élevés dans les mini-canaux les plus éloignés de l'entrée de l'échangeur. Ceci est d'autant plus vrai que le diamètre du collecteur et du distributeur est réduit.

A l'inverse des résultats obtenus par Saber dans son étude sur la distribution fluide en mini-canaux, la distribution fluide est meilleure dans le cas de la géométrie ayant le plus grand nombre de mini-canaux. Dans son étude, Saber [Saber] utilise le même diamètre pour les mini-canaux quel que soit leur nombre. Dans notre cas, la taille de l'échangeur étant fixée, plus le nombre de mini-canaux augmente, plus leur diamètre baisse. Ainsi, le rapport de diamètre entre les mini-canaux et les distributeurs augmente, ce qui engendre une amélioration de la distribution.

Les modèles analytiques et numériques présentent une bonne similitude de résultat pour la configuration avec un diamètre du distributeur et collecteur de 15 mm.

Les résultats obtenus pour la configuration avec 10 mini-canaux sont présentés par les figures IV-33 et IV-34 respectivement pour un diamètre du distributeur et du collecteur de 15 puis 10 mm. Le comportement est le même que pour la configuration avec 20 mini-canaux à la différence près que la disparité des débits est encore plus élevée. Cette grande disparité des débits a pour conséquence un plus fort PME entre les modèles analytiques et numériques.

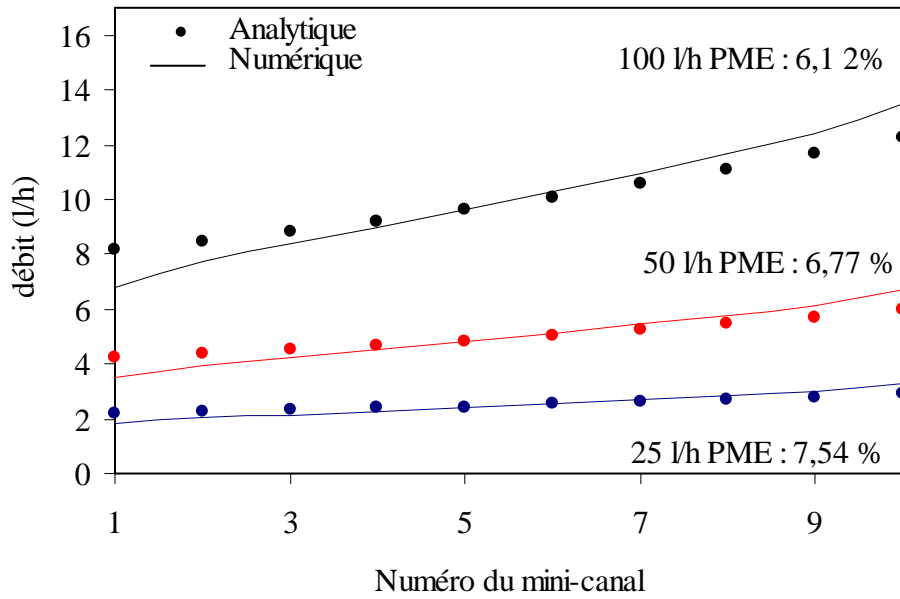


Figure IV-33 : Répartition du débit dans un échangeur à 10 mini-canaux avec un diamètre du collecteur et du distributeur de 15 mm et pour trois débits totaux différents

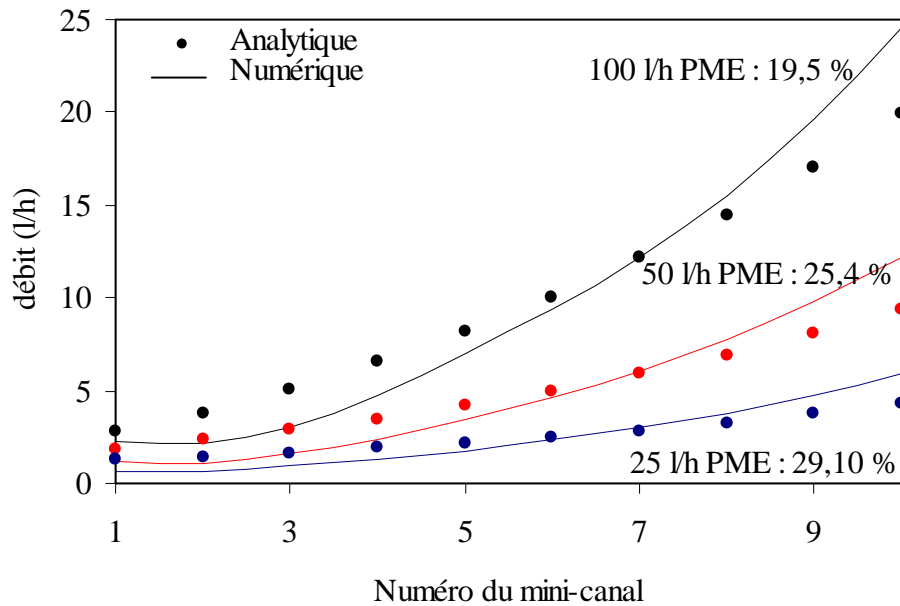


Figure IV-34 : Répartition du débit dans un échangeur à 10 mini-canaux avec un diamètre du collecteur et du distributeur de 10 mm et pour trois débits totaux différents

IV.4.5.4 Influence de la distribution fluïdique sur le COP thermoélectrique

Le modèle analytique intègre :

- les phénomènes d'écoulement (perte de charges et distribution fluïdique),
- les phénomènes de transfert de chaleur,
- les phénomènes thermoélectriques.

Ce modèle analytique détermine les débits, les puissances thermiques, les pertes de charges ainsi que les différentes températures au niveau de chaque canal de l'échangeur et donc les COP thermoélectriques pour l'ensemble des semi-conducteurs associés à un mini-canal. Nous appliquons les modèles de transferts de chaleur et de masse décrit en IV.4.1 et IV.4.2 sur chaque mini-canal dont le débit est déterminé grâce au modèle décrit en IV.4.5. Le modèle est donc discrétisé selon le nombre de mini-canaux que comporte l'échangeur. Il est possible d'étudier l'influence de la distribution et l'influence du gradient de température en surface sur le COP thermoélectrique. Voici une série de résultats de COP thermoélectriques au niveau de chaque mini-canal pour les deux géométries citées précédemment ainsi que pour les trois débits, 25, 50 et 100 l.h⁻¹ et les deux diamètres de collecteur, 10 et 15mm. Les figures IV-35 et IV-36 présentent respectivement les résultats obtenus avec un diamètre de collecteur de 15 puis 10 mm pour la géométrie à 20 mini-canaux.

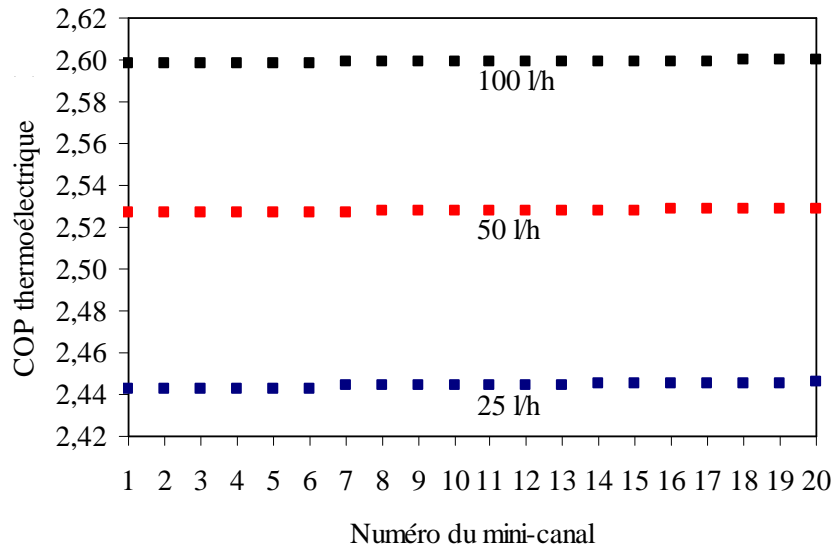


Figure IV-35 : Evolution du COP thermoélectrique local pour 20 mini-canaux avec un diamètre du collecteur et du distributeur de 15 mm et pour trois débits totaux différents

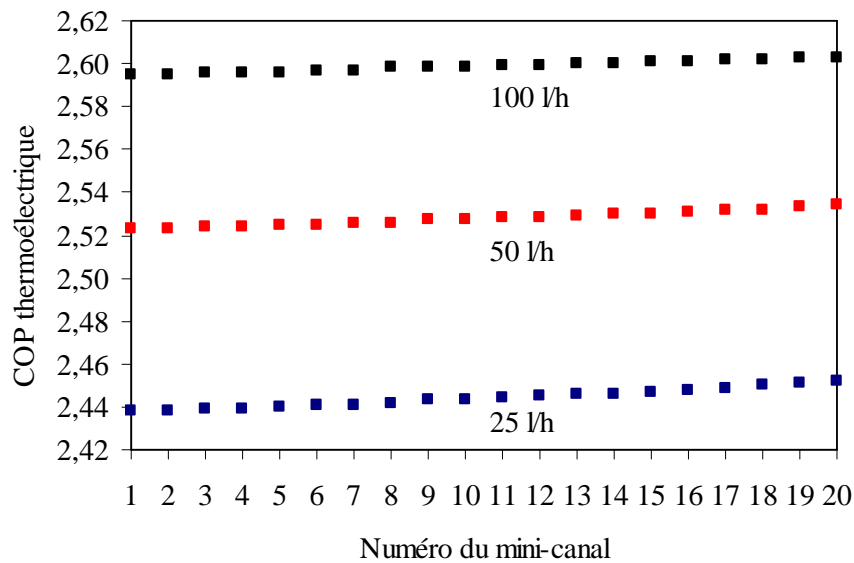


Figure IV-36 : Evolution du COP thermoélectrique local pour 20 mini-canaux avec un diamètre du collecteur et du distributeur de 10 mm et pour trois débits totaux différents

Les figures IV-37 et IV-38 présentent les mêmes résultats mais pour la géométrie à 10 mini-canaux.

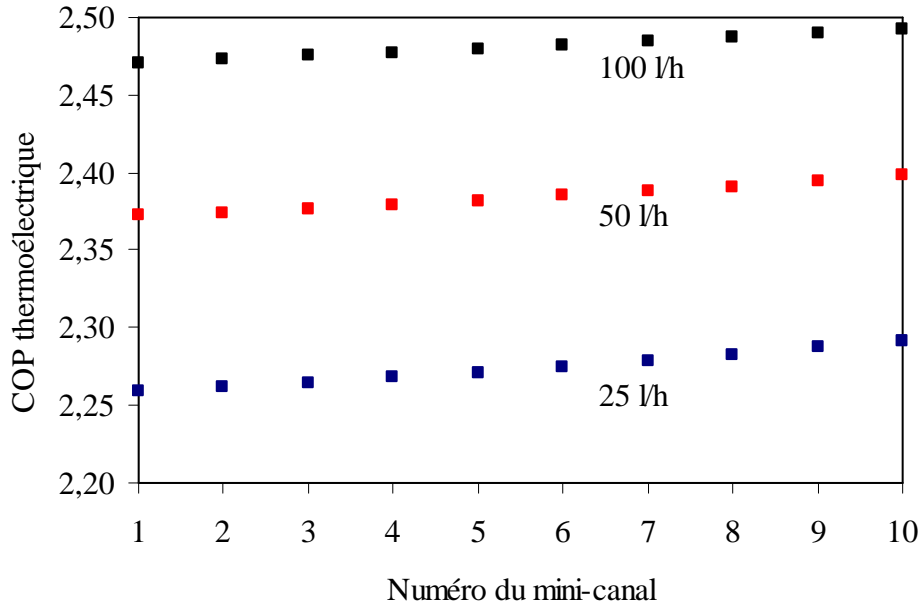


Figure IV-37 : Evolution du COP thermoélectrique local pour 10 mini-canaux avec un diamètre du collecteur et du distributeur de 15 mm et pour trois débits totaux différents

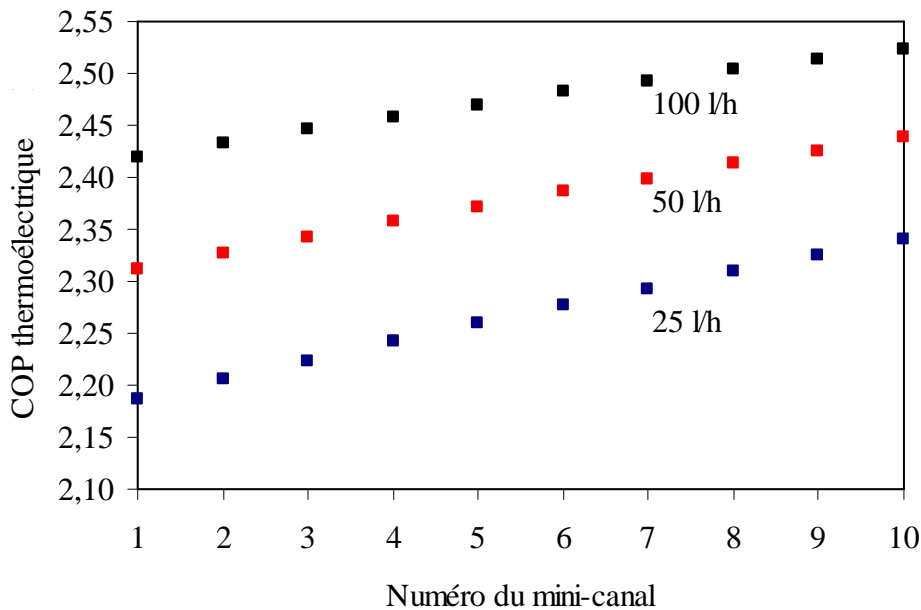


Figure IV-38 : Evolution du COP thermoélectrique local pour 10 mini-canaux avec un diamètre du collecteur et du distributeur de 10 mm et pour trois débits totaux différents

La variation du COP est plus nette du fait d'une plus mauvaise distribution pour cette géométrie. Si on s'intéresse à la variation du COP thermoélectrique total, la variation en fonction du débit et du diamètre des canaux collecteur et distributeur est infime (<1%) et donc négligeable. En effet, la baisse du COP thermoélectrique au niveau des premiers mini-canaux est globalement compensée par son amélioration due au débit plus élevé dans les derniers mini-canaux.

IV.5 Optimisation de l'unité thermoélectrique

Il est possible au moyen du modèle analytique présenté précédemment d'effectuer un travail d'optimisation sur l'unité thermoélectrique. Cette unité correspond à la plus petite configuration possible pour pouvoir étudier les deux modes de fonctionnement, cascade et parallèle (figure IV-39). L'optimisation porte sur un fonctionnement en mode chauffage.

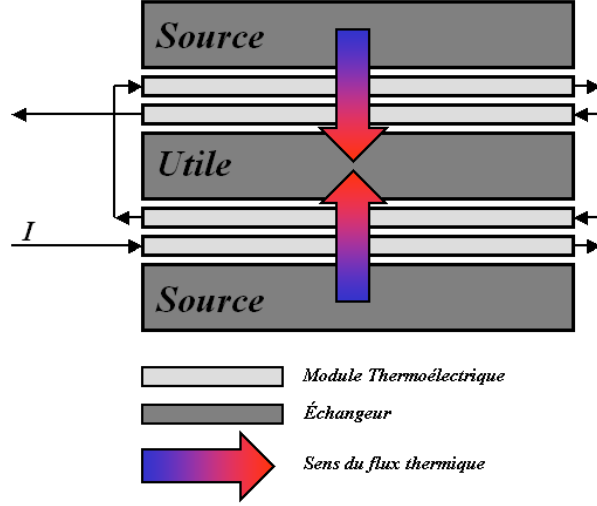


Figure IV-39 : Unité thermoélectrique étudiée pour l'optimisation

Dans un premier temps, nous observons l'influence de différents paramètres de fonctionnement sur le COP de l'unité thermoélectrique pour une géométrie d'échangeurs définie de manière arbitraire. Le COP de l'unité thermoélectrique intègre les consommations électriques pour l'alimentation des modules thermoélectriques ainsi que les consommations liées à la circulation des fluides :

$$COP^{UT} = \frac{\phi_{utile}}{\sum (\phi_{elec} + \phi_{meca})} \quad [IV.36]$$

Avec,

$$\phi_{meca} = 2 \frac{(\dot{m}_{tot})_{source}}{\rho_{eau}} \Delta P_{source} + \frac{(\dot{m}_{tot})_{utile}}{\rho_{eau}} \Delta P_{utile} \quad [IV.37]$$

L'optimisation portera sur un fonctionnement en mode chauffage du système. Comme nous l'avons montré au chapitre précédent, la maximisation du COP de l'unité thermoélectrique en mode rafraîchissement équivaut à une alimentation électrique nulle du système.

Suite à cette étude paramétrique, nous procédons à une optimisation complète de l'unité thermoélectrique intégrant la totalité des variables d'optimisation.

IV.5.1 Géométrie fixée, influence des paramètres de fonctionnement

IV.5.1.1 Influence de l'intensité électrique et de la différence de température entre les fluides

Données d'entrée

- Nombre de mini-canaux N^{canal} : 10
- Diamètre collecteur et distributeur : 15 mm
- Ecartement E : 1 mm
- Température source : 285 K
- Débit côté utile : 68 l.h⁻¹
- Débit côté source : 68 l.h⁻¹

La figure IV-40 illustre, pour différentes températures du fluide utile, l'évolution du COP et de la puissance utile en fonction de l'intensité. Le COP passe par une valeur maximale et la puissance utile augmente, elle, de manière continue. Le COP maximal est atteint pour une intensité de 1,45 A et vaut 2,23 A pour une température utile de 300 K. La puissance utile correspondante est 45,3 W (2 x 22,65 W). Nous obtenons une amélioration du COP ainsi qu'une baisse de la puissance utile avec la baisse de la température utile.

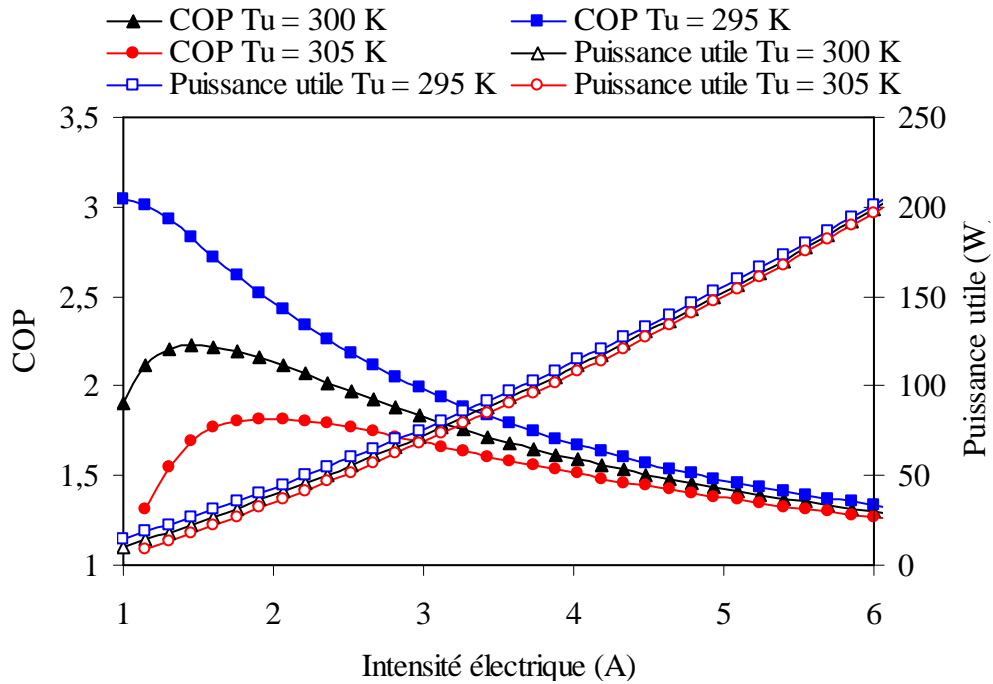


Figure IV-40 : Influence de la température utile et de l'intensité électrique sur le COP du système et sur la puissance utile délivrée

IV.5.1.2 Influence du débit

Données d'entrée

- Nombre de mini-canaux N^{canal} : 10
- Diamètre collecteur et distributeur : 15 mm
- Ecartement E : 1 mm
- Température utile : 300 K
- Température source : 285 K
- Intensité électrique : 1,45 A

Appliquons maintenant l'intensité électrique optimale correspondant au COP maximal pour les conditions d'entrée précédemment citées à savoir 1,45 A. Nous obtenons une augmentation continue du COP avec l'augmentation du débit jusqu'à la valeur maximale qu'impose notre système (*figure IV-41*).

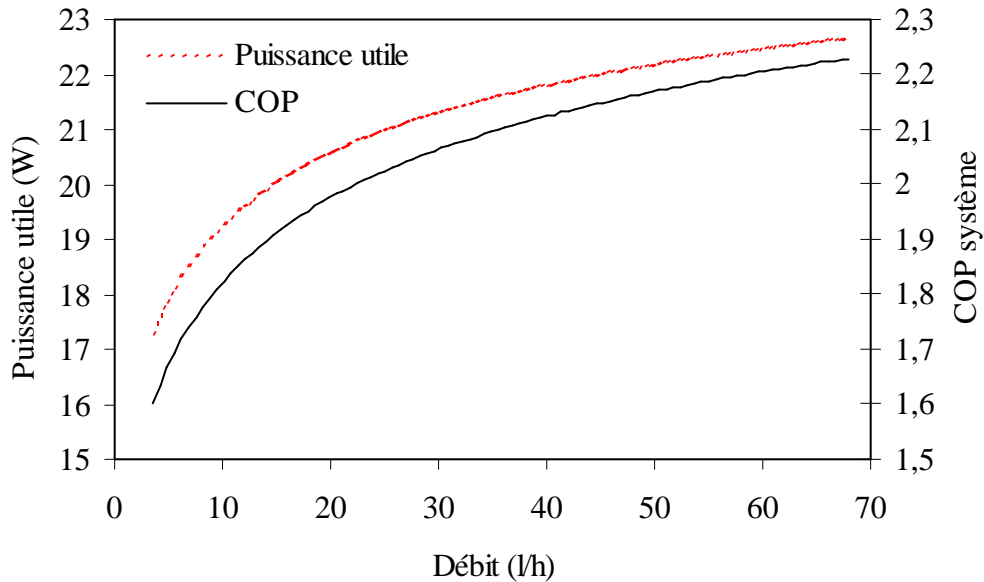


Figure IV-41 : Influence du débit total sur le COP du système et sur la puissance utile délivrée

Cette augmentation est due à une augmentation du coefficient d'échange et donc à une baisse des résistances de convection et des résistances globales d'accès. Notons que si nous augmentions encore le débit, le COP de l'unité thermoélectrique passerait par un maximum correspondant à une valeur du débit au-delà de laquelle l'amélioration des échanges ne compense plus les consommations mécaniques induites par ce même débit. L'évolution de la puissance utile augmente logiquement avec l'augmentation du débit. En effet, nous avons vu que plus la différence de température aux jonctions est faible, plus la puissance utile correspondante pour une intensité électrique donnée est élevée. Or, plus le débit augmente, plus la résistance thermique de convection chute et donc plus la différence de température au niveau des semi-conducteurs diminue.

La figure IV-42 montre l'évolution du coefficient d'échange convectif au niveau des deux mini-canaux aux extrémités, au sein de l'échangeur évacuant la puissance utile. On observe une différence de valeurs entre ces deux mini-canaux. En effet, comme nous l'avons démontré, la mal-distribution engendre un débit plus élevé dans les derniers mini-canaux, améliorant ainsi l'échange thermique par rapport au premier mini-canal de l'échangeur.

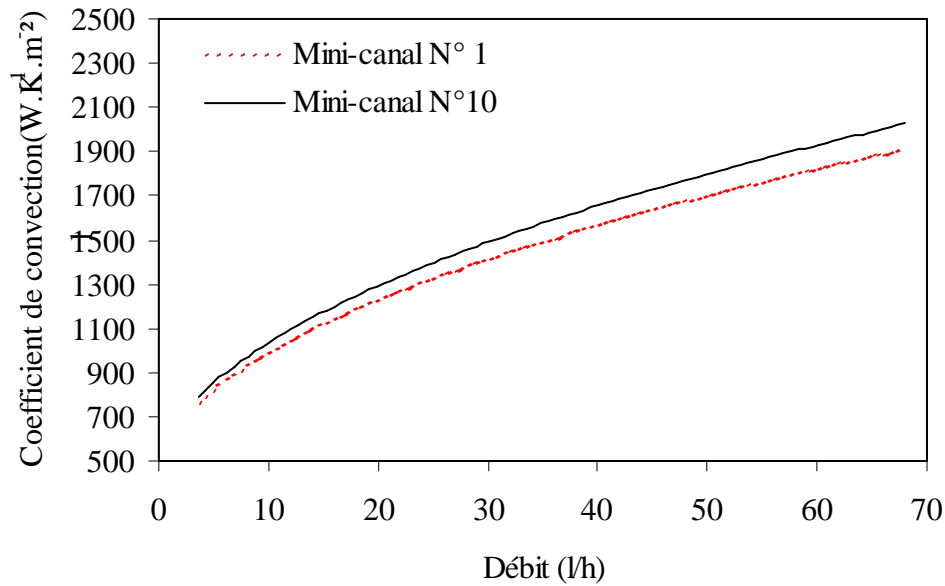


Figure IV-42 : Evolution du coefficient de convection en fonction du débit total dans le premier et le dernier mini-canal.

Cette première phase de l'étude paramétrique met en évidence un débit et une intensité électrique optimale permettant de maximiser le COP de l'unité thermoélectrique. Nous nous intéressons maintenant aux paramètres géométriques des échangeurs en utilisant l'intensité électrique et le débit ayant engendré le meilleur COP dans cette première phase de l'étude paramétrique

IV.5.2 Paramètres de fonctionnement fixés, influence de la géométrie

IV.5.2.1 Influence du nombre de mini-canaux

Données d'entrée

- Ecartement E : 1 mm
- Diamètre collecteur et distributeur : 15 mm
- Température utile : 300 K
- Température source : 285 K
- Débit côté utile : 68 l.h⁻¹
- Débit côté source : 68 l.h⁻¹
- Intensité électrique : 1,45 A

La figure IV-43 montre l'évolution du COP de l'unité thermoélectrique en fonction du nombre de mini-canaux.

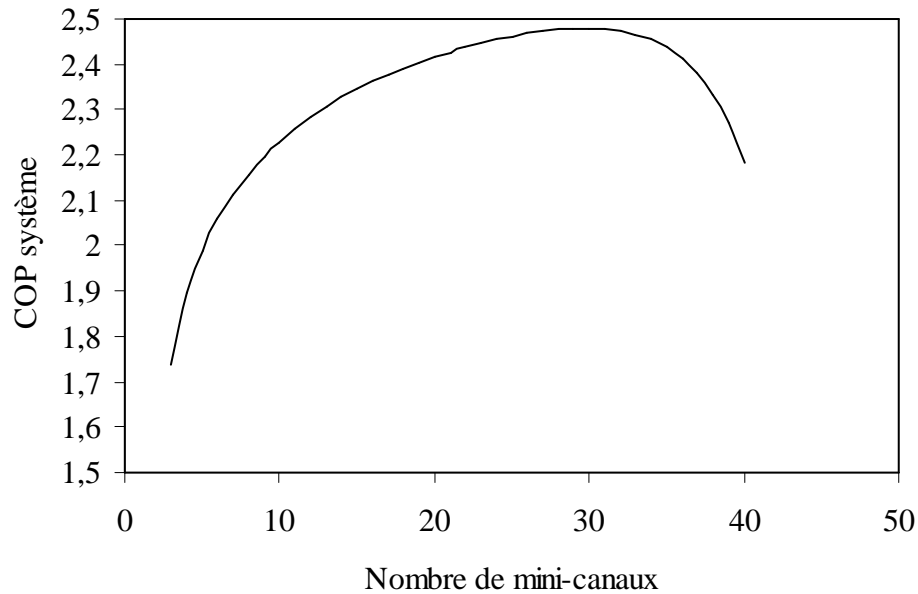


Figure IV-43 : Influence du nombre de mini-canaux sur le COP du système

On observe le passage par un maximum du COP (2,48) correspondant à un nombre de mini-canaux optimal (30). En effet, lors de l'augmentation du nombre de mini-canaux, nous avons une diminution de la surface d'échange totale au sein de l'échangeur (eq IV.2). En contre partie, l'augmentation du nombre de mini-canaux engendre une augmentation de la vitesse du fluide dans chacun des mini-canaux et donc du nombre de Reynolds et finalement du coefficient d'échange convectif. Cette augmentation de la vitesse a également pour conséquence logique une augmentation de la perte de charges totale au niveau de l'échangeur (figure IV-44). Finalement, la baisse de la surface d'échange est compensée par une amélioration du coefficient d'échange et donc une baisse de la consommation électrique avec pour conséquence une augmentation des pertes de charges et donc de la consommation mécanique. L'optimal en terme de nombre de mini-canaux est atteint lorsque la baisse de la consommation électrique devient trop pénalisante du point de vue de la consommation mécanique.

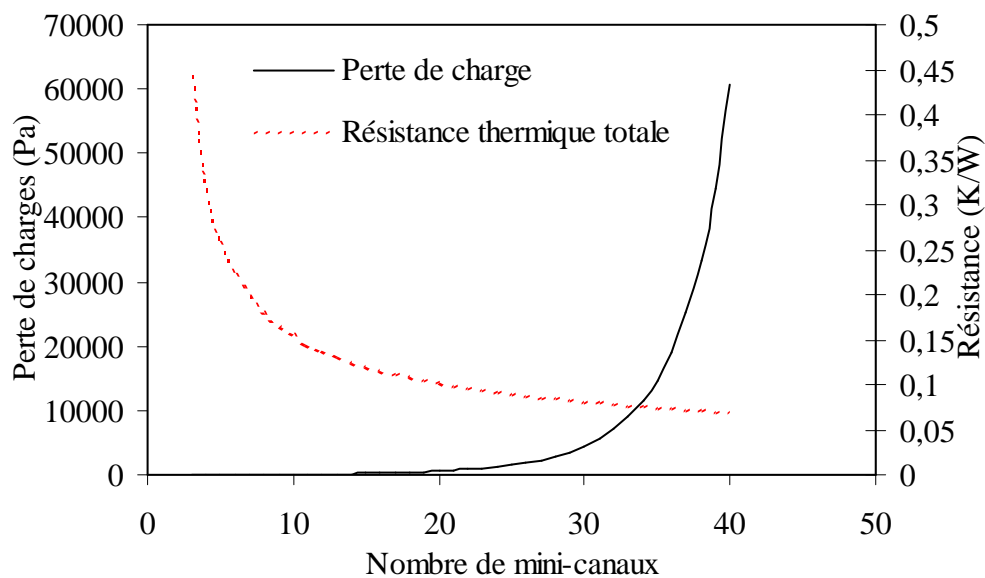


Figure IV-44 : Influence du nombre de mini-canaux sur les pertes de charges et sur la résistance thermique totale

IV.5.2.2 Influence de l'écartement entre les mini-canaux

Données d'entrée

- Nombre de mini-canaux N^{canal} : 30
- Diamètre collecteur et distributeur : 15 mm
- Température utile : 300 K
- Température source : 285 K
- Débit côté utile : 68 l.h^{-1}
- Débit côté source : 68 l.h^{-1}
- Intensité électrique : 1,45 A

Une augmentation de l'écartement entre les mini-canaux pour un nombre de mini-canaux fixé entraîne une diminution du diamètre des mini-canaux et donc de la surface d'échange. Tout comme pour l'augmentation du nombre de mini-canaux, cela se traduit également par une amélioration du coefficient d'échange. Cependant, cette amélioration du transfert convectif ne suffit pas à compenser la diminution de la surface d'échange et on observe une baisse régulière et légère dans un premier temps, puis brutale au delà d'une certaine valeur (figure IV-45).

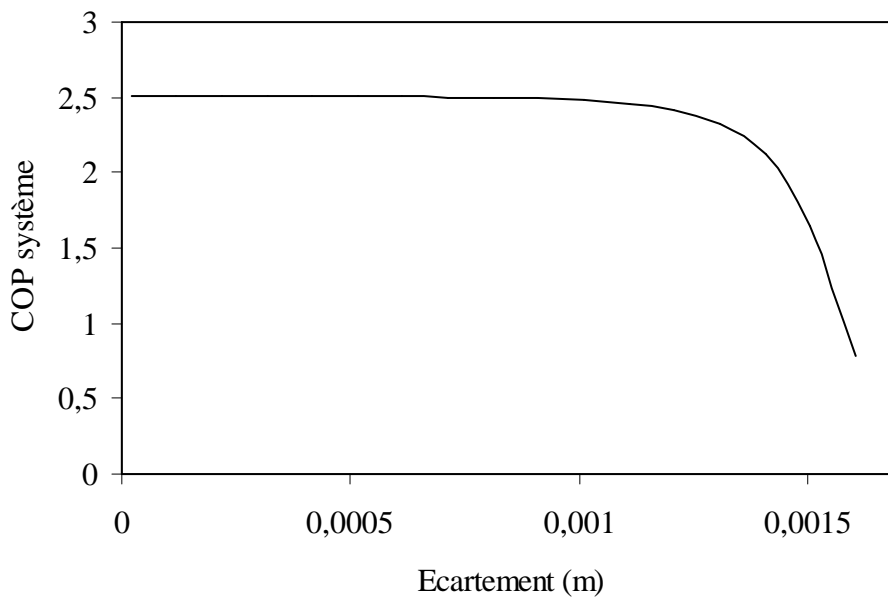


Figure IV-45 : Influence de l'écartement entre deux mini-canaux sur le COP du système

La baisse brutale du COP de l'unité thermoélectrique au-delà d'une certaine valeur est due à l'augmentation exponentielle des pertes de charges. L'écartement devra être le plus faible possible et sera donc directement fonction des contraintes de fabrication. Nous opterons par la suite pour un écartement de 1 mm.

IV.5.2.3 Influence du diamètre du collecteur et du distributeur

Données d'entrées

- Nombre de mini-canaux N^{canal} : 30
- Ecartement E : 1 mm
- Température utile : 300 K
- Température source : 285 K
- Débit côté utile : 326 l.h^{-1}
- Débit côté source : 326 l.h^{-1}
- Intensité électrique : 1,47 A

L'augmentation du diamètre du canal distributeur et du canal collecteur a deux conséquences :

La première est qu'elle améliore la distribution fluïdique comme cela a déjà été démontré.

La seconde est que cette augmentation du diamètre augmente la valeur de la hauteur h entre la base de l'échangeur et l'interface fluïde solide (figure IV-46). L'épaisseur de matière entre les canaux distributeur et collecteur et la face supérieure et inférieure est fixée à 1 mm. Ainsi, la hauteur h est déterminée d'après la relation suivante :

$$h = 1.10^{-3} + \frac{D^{\text{coll-distrib}}}{2} - \frac{D^{\text{canal}}}{2} \quad [\text{IV.38}]$$

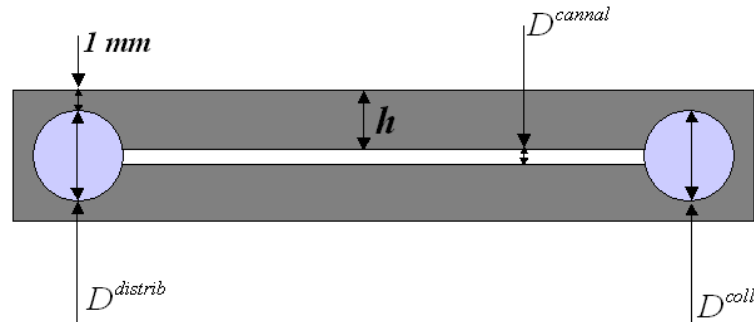


Figure IV-46 : Représentation de l'impact du diamètre du collecteur et du distributeur sur la hauteur de base h

Par conséquent, l'augmentation du diamètre augmente la résistance de conduction dans la base de l'échangeur. La figure IV-47 met une nouvelle fois en évidence le fait qu'il existe un diamètre de collecteur et de distributeur optimal engendrant le meilleur COP de l'unité thermoélectrique. L'optimal correspond au diamètre assurant le meilleur transfert convectif possible par une bonne distribution fluïdique sans pour autant que l'augmentation de la résistance de conduction devienne pénalisante.

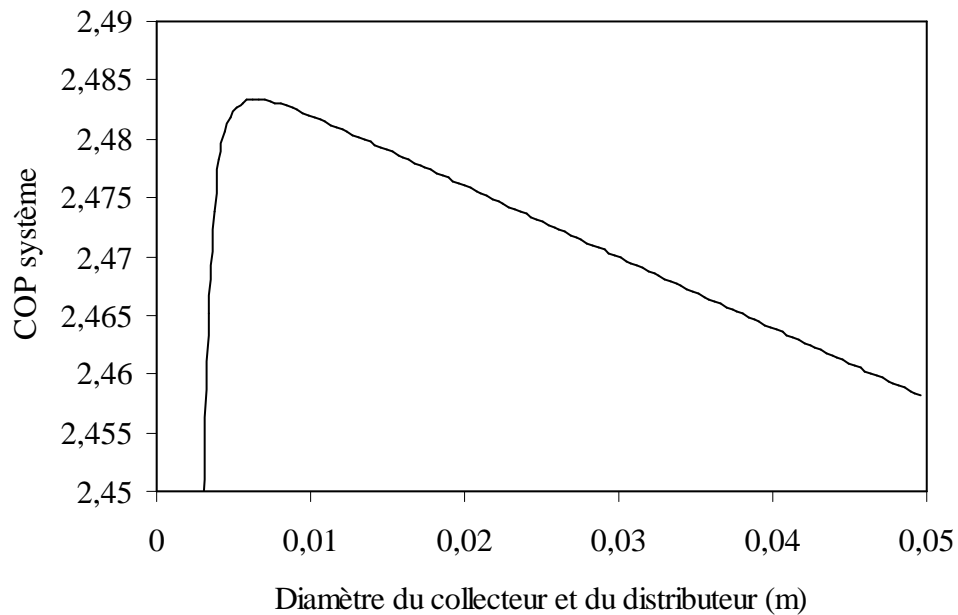


Figure IV-47 : Influence du diamètre du distributeur et du collecteur sur le COP du système

Cette première phase de l'optimisation met en évidence le fait qu'il existe de nombreuses variables ayant une valeur optimale permettant d'obtenir un COP de l'unité thermoélectrique maximal. Néanmoins, il est impossible par une simple étude paramétrique de définir la réelle valeur optimale d'une variable en l'isolant des autres variables d'optimisation. Nous allons donc effectuer une optimisation complète du système en intégrant toutes les variables dans le processus d'optimisation.

IV.5.3 Optimisation complète par la méthode de Nelder Mead.

Le modèle développé dans ce chapitre présente l'intérêt d'intégrer tous les phénomènes physiques mis en jeu dans le système thermique étudié. Crane et Jackson ont également développé un modèle similaire optimisant un système de pompe à chaleur thermoélectrique. L'optimisation portait sur la maximisation du ratio entre la puissance utile fournie et le coût de fonctionnement du système [Crane 2004]. Khire et al. ont développé un modèle de pompe à chaleur thermoélectrique pour une application au bâtiment dont l'objectif est de minimiser simultanément :

- l'intensité électrique à fournir aux modules thermoélectriques
- le nombre de modules thermoélectriques [Khire 2005].

A la différence de ces deux études, notre objectif est de déterminer avec précision quels sont les paramètres géométriques et les conditions de fonctionnement permettant d'optimiser le COP de l'unité thermoélectrique.

IV.5.3.1 Les variables d'optimisation

L'étude paramétrique a mis en évidence cinq variables d'optimisation :

- le nombre de mini-canaux N^{canal} ,
- le diamètre du collecteur et du distributeur,
- le débit côté utile,
- le débit côté source,
- l'intensité électrique.

Nous n'intégrerons pas l'écartement E dans les variables d'optimisation sachant que l'étude paramétrique a montré que cette valeur devait être la plus faible possible. Elle est donc fixée à 1 mm comme cela a déjà été évoqué.

IV.5.3.2 La méthode d'optimisation

L'optimisation sera réalisée au moyen de la méthode de Nelder et Mead du nom de ses inventeurs en 1965. Cette méthode est fréquemment utilisée dans les problèmes d'optimisation. Elle présente l'avantage d'être relativement robuste et offre un temps de calcul limité. Cette méthode repose sur un algorithme d'optimisation non linéaire.

La fonction objective d'optimisation correspond au COP de l'unité thermoélectrique que nous voulons maximiser. Nous pouvons établir le problème d'optimisation de la manière suivante :

$$\max_{X \in \mathbb{R}^5} COP^{UT}(X) \in \mathbb{R} \quad [\text{IV.39}]$$

avec,

$$X = (N, D^{\text{coll-distrib}}, (\dot{m}_{\text{tot}})_{\text{utile}}, (\dot{m}_{\text{tot}})_{\text{source}}, I) \quad [\text{IV.40}]$$

Et,

$$E = 1 \text{ mm} \quad (\dot{m}_{\text{tot}})_{\text{utile}} < 68 \text{ l.h}^{-1} \quad [\text{IV.41}]$$

Le système est amené à fonctionner pour différentes températures du fluide utile, il est donc nécessaire d'effectuer ce processus d'optimisation pour différentes températures utiles afin de déterminer si la géométrie optimale varie significativement suivant les cas. Le tableau IV-7 résume les conditions opératoires ainsi que la géométrie optimale obtenue par la méthode d'optimisation pour différentes températures du fluide utile et une température source de 285 K.

Débit limité à 68 l.h ⁻¹ côté utile				
	Tu = 295 K	Tu = 300 K	Tu = 305 K	Tu = 310 K
COP de l'unité thermoélectrique	3,37	2,47	2,02	1,74
Nombre de mini-canaux	31	31	32	33
Diamètre des mini-canaux (mm)	0,77	0,77	0,71	0,66
Diamètre des collecteur et distributeur (mm)	5,0	4,8	4,3	4,1
Intensité (A)	1,04	1,54	2,04	2,53
Débit côté utile (l.h ⁻¹)	65,27	68,00	67,97	67,97
Débit côté source (l.h ⁻¹)	51,19	61,81	62,60	64,26
Puissance utile unitaire (W)	17,21	27,40	39,23	52,23
Résistance échangeur côté utile (K.W ⁻¹)	0,084	0,081	0,079	0,076
Résistance échangeur côté source (K.W ⁻¹)	0,053	0,046	0,044	0,041
Perte de charges côté utile (Pa)	5464	5977	7646	9643
Perte de charges côté source (Pa)	3374	4957	6522	8276

Tableau IV-7 : Résultats de l'optimisation sans contrainte sur le diamètre des mini-canaux

Le débit optimal pour le côté utile correspond à la contrainte maximale à savoir 68 l.h⁻¹. Ce débit n'est pas assez élevé pour devenir limitant en termes de pertes de charge et donc de consommation mécanique. On observe ensuite que plus la température utile est élevée, plus le nombre de mini-canaux optimal devient élevé. En effet, plus la température utile augmente, plus l'intensité optimale et donc la consommation électrique augmente. Par conséquent, la puissance mécanique devient limitante pour des valeurs plus élevées lorsque la température utile augmente. Les géométries optimales sont très proches d'une température utile à l'autre. Enfin, la résistance thermique côté source est plus faible que celle côté utile : les échangeurs côté source pour l'unité considérée (*figure IV-39*) ne sont chauffés que sur une seule face, et ont donc une surface d'échange allouée à une face deux fois supérieure à celle de l'échangeur évacuant la puissance utile.

Les diamètres de mini-canaux correspondant aux nombres de mini-canaux optimaux sont inférieurs à 1mm. Nous fixons un diamètre des mini-canaux égal à 1 mm ce qui, pour un écartement de 1 mm correspond à un nombre de mini-canaux optimal de 28 (*voir tableau IV-3*). Le tableau IV-8 présente les résultats de l'optimisation. Les COP de l'unité thermoélectrique obtenus sont sensiblement équivalents à ceux obtenus sans contrainte au niveau du diamètre des mini-canaux. En effet, il existe une gamme de géométrie (nombre de mini-canaux) pour laquelle le COP de l'unité thermoélectrique ne varie que très peu, sous réserve d'y associer les bonnes conditions opératoires.

	Débit limité à 68 l.h ⁻¹ coté utile et diamètre des mini-canaux à 1 mm			
	Tu = 295 K	Tu = 300 K	Tu = 305 K	Tu = 310 K
COP de l'unité thermoélectrique	3,37	2,47	2,03	1,73
Nombre de mini-canaux	28	28	28	28
Diamètre des mini-canaux (mm)	1	1	1	1
Diamètre des collecteur et distributeur (mm)	5,5	5,3	5,1	5,1
Intensité (A)	1,04	1,03	2,02	2,50
Débit côté utile (l.h ⁻¹)	65,27	67,50	67,97	67,97
Débit côté source (l.h ⁻¹)	51,19	74,05	81,22	87,91
Puissance utile unitaire (W)	17,21	27,23	38,36	50,90
Résistance échangeur côté utile (K.W ⁻¹)	0,088	0,087	0,862	0,085
Résistance échangeur côté source (K.W ⁻¹)	0,050	0,044	0,044	0,038
Perte de charges côté utile (Pa)	3043	3079	3177	3175
Perte de charges côté source (Pa)	2539	3717	4546	5332

Tableau IV-8 : Résultats de l'optimisation avec un diamètre des mini-canaux limité à 1 mm

Au vu des résultats d'optimisation, nous établissons une gamme de dimension optimale pour l'échangeur double fonction pour un écartement de 1 mm entre les mini-canaux et pour une gamme de température utile allant de 295 K à 310 K (tableau IV-9).

Nombre de mini-canaux	$25 < N^{\text{canal}} < 35$
Diamètre des mini-canaux (mm)	$0,65 \text{ mm} < D^{\text{canal}} < 1,5 \text{ mm}$
Diamètre des collecteur et distributeur (mm)	$4 \text{ mm} < D^{\text{distrib-coll}} < 6 \text{ mm}$

Tableau IV-9 : Gamme de dimension pour un échangeur innovant optimisé

IV.6 Comparaison du système innovant et du système classique

Afin de comparer le système innovant et le système classique, nous établissons le travail d'optimisation présenté en IV.5 sur un échangeur intégré dans le système classique. Cette comparaison sera effectuée pour une optimisation à une température utile de 300 K et une température source de 285 K. Nous comparons les deux systèmes pour un fonctionnement en mode parallèle (fonction 1) puis pour le fonctionnement en mode cascade (fonction 2). La figure IV-48 rappelle la différence entre le système classique et le système innovant.

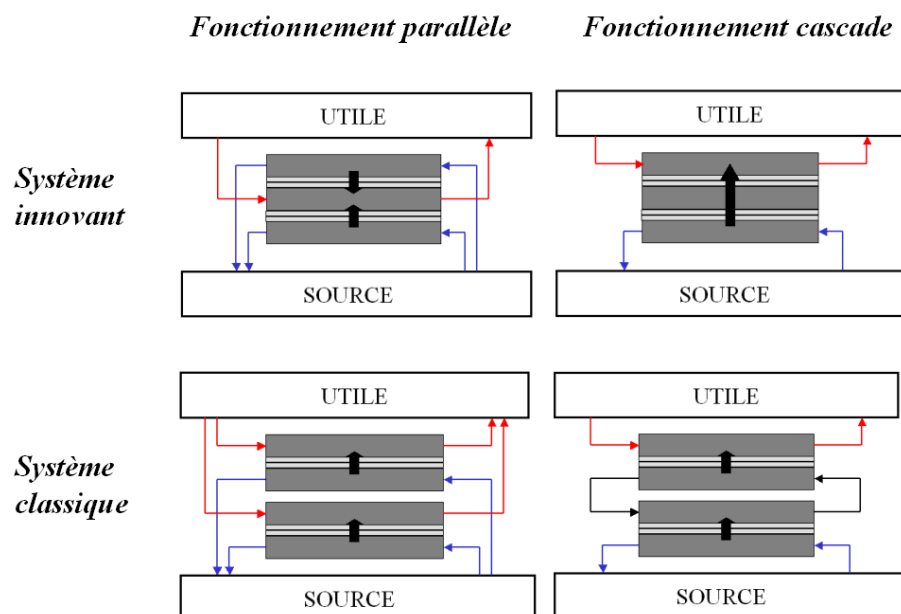


Figure IV-48 : Comparaison du système classique et du système innovant

IV.6.1 Fonction 1

Les résultats d'optimisation obtenus lors d'un fonctionnement en parallèle de la solution classique pour une température utile de 300 K et une température source de 285 K sont présentés dans le tableau IV-10. Ils montrent un COP légèrement supérieur pour la solution classique avec un échangeur possédant moins de mini-canaux et ayant donc un plus gros diamètre (rappelons que l'écartement entre les mini-canaux est fixé à 1 mm). La puissance utile optimale pour la solution classique est de 24,84 W contre 27,40 W pour la solution innovante.

	Débit limité à 68 l.h ⁻¹ coté utile, température utile à 300 K	
	Solution classique	Solution innovante
COP de l'unité thermoélectrique	2,49	2,47
Nombre de mini-canaux	26	31
Diamètre des mini-canaux (mm)	1,15	0,77
Diamètre des collecteur et distributeur (mm)	4,9	4,8
Intensité (A)	1,46	1,54
Débit côté utile (l.h ⁻¹)	68,00	68,00
Débit côté source (l.h ⁻¹)	68,00	61,81
Puissance utile unitaire (W)	24,84	27,40
Résistance échangeur côté utile (K.W ⁻¹)	0,064	0,081
Résistance échangeur côté source (K.W ⁻¹)	0,064	0,046
Perte de charges côté utile (Pa)	1837	5977
Perte de charges côté source (Pa)	1843	4957

Tableau IV-10 : Comparaison de la solution classique optimisée avec la solution innovante optimisée pour un fonctionnement en parallèle

Afin de simplifier la comparaison, considérons une puissance utile optimale de 25 W pour les deux solutions à une température utile de 300 K. Pour produire 100 W, la solution classique comporte quatre fois un ensemble de deux modules thermoélectriques et 8 échangeurs. La solution innovante comporte également quatre fois un ensemble de deux modules thermoélectriques mais ne nécessite que cinq échangeurs (*figure IV-49*).

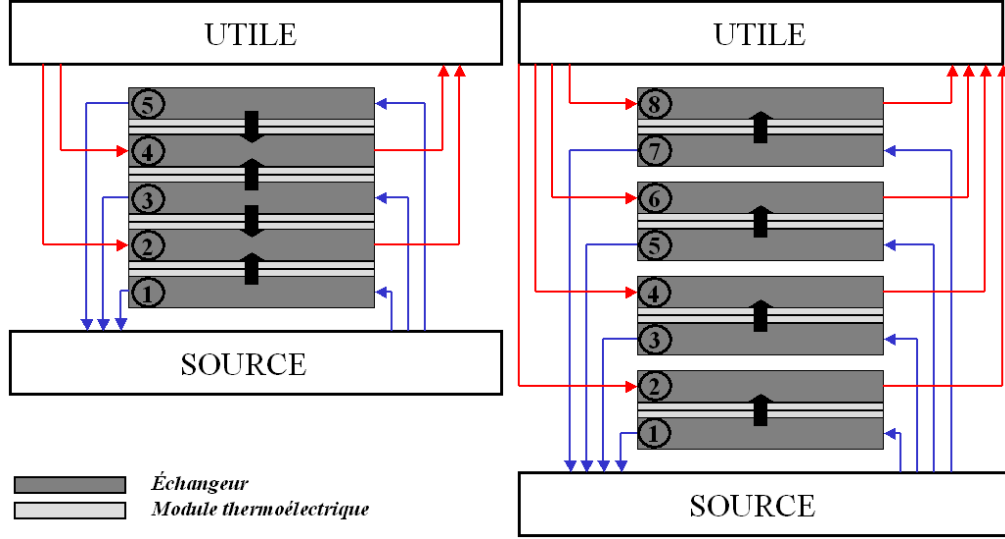


Figure IV-49 : Fonctionnement en parallèle pour la solution innovante (gauche) et classique (droite).

Pour un système innovant fonctionnant en parallèle, nous obtenons les relations suivantes :

$$(N_{ech})_{innov} = N_{innov}^{MT} + 1 \quad [IV.42]$$

$$(\phi_{utile})_{tot} = N_{innov}^{MT} \cdot \phi_{utile}^{MT} \quad [IV.43]$$

$$(\phi_{source})_{tot} = N_{innov}^{MT} \cdot \phi_{source}^{MT} \quad [IV.44]$$

Pour le système classique, la différence vient du nombre d'échangeurs nécessaire à produire la même puissance que pour le système innovant :

$$(N_{ech})_{class} = 2N_{innov}^{MT} \quad [IV.45]$$

Les des conséquences d'un nombre plus faible d'échangeurs pour le cas du système innovant sont :

- un besoin moindre en circulateurs,
- une compacité bien plus importante du système,
- une maintenance réduite.

IV.6.2 Fonction 2

Nous comparons désormais les COP optimaux de l'unité thermoélectrique obtenus pour une température utile de 300 K avec les deux systèmes pour un fonctionnement dans le cadre de la fonction 2 (*tableau IV-11*). Le système innovant présente un COP optimal du système supérieur à celui du système classique. Ce résultat est dû à une résistance thermique de cascade inférieur pour le système innovant.

Les puissances unitaires optimales sont équivalentes bien que légèrement supérieures pour le système innovant.

Température utile à 300 K		
	Solution classique	Solution innovante
COP de l'unité thermoélectrique	2,46	2,62
Intensité (A)	1,46	1,54
Puissance utile unitaire (W)	12,73	13,53

Tableau IV-11 : Comparaison de la solution classique optimisée avec la solution innovante optimisée pour un fonctionnement en cascade

IV.7 Conclusion

L'enjeu principal de ce chapitre repose sur l'optimisation complète du système.

Dans ce chapitre nous avons présenté une conception innovante de pompe à chaleur thermoélectrique basée sur un système d'échangeur double fonction :

- La première fonction, classique, basée sur un échange convectif au niveau des mini-canaux est utilisée pour un fonctionnement en parallèle des unités thermoélectriques.
- La seconde fonction de l'échangeur repose sur un transfert par conduction sur toute l'épaisseur de l'échangeur afin de créer une cascade thermique entre deux séries de modules thermoélectriques.

Nous avons montré que la fonction 2 présente de meilleures performances que dans le cas d'une mise en cascade via deux échangeurs fonctionnant classiquement. La géométrie générale de l'échangeur a été déterminée en partie sur les bases de la littérature et en réponse aux contraintes de notre système. Afin d'y parvenir, nous avons développé un modèle analytique traduisant de manière mathématique les phénomènes de transferts de chaleur et de matière. Les phénomènes de mal distribution du fluide au sein des mini-canaux ont également été intégrés au modèle analytique. Les résultats analytiques de perte de charges, de transfert thermique par conduction et convection et de mal-distribution ont été confrontés aux résultats obtenus numériquement au moyen du logiciel CFX. Cette comparaison des deux modèles met en évidence une bonne similitude des résultats de pertes charges et de coefficients de convection. Les résultats en terme de conduction thermique sont plus éloignés. Cependant nous avons montré que du fait du faible impact relatif de la conduction par rapport à la convection, cet écart entre les résultats analytiques et numériques étaient acceptables. Enfin, en matière de distribution fluide, nous obtenons de bonne similitude entre les modèles numériques et analytiques. En revanche, dès lors que la distribution du fluide devient de plus en plus disparate, nous observons un écart grandissant entre les modèles analytique et numérique.

Nous avons couplé le modèle thermoélectrique présenté au chapitre III au modèle développé dans ce chapitre pour effectuer une optimisation complète du système.

L'optimisation porte sur la maximisation du COP de l'unité thermoélectrique au moyen :

- de l'intensité électrique,
- des débits côté source et utile,
- du nombre de mini-canaux,
- du diamètre du canal distributeur et collecteur.

La géométrie optimale varie peu en fonction de la température utile de fonctionnement. Par ailleurs, nous observons qu'en limitant le diamètre des mini-canaux à 1 mm, le COP de l'unité thermoélectrique optimal obtenu après optimisation est proche de celui obtenu sans contrainte : il existe une gamme de géométrie optimale permettant d'obtenir un COP de l'unité thermoélectrique relativement proche sous réserve d'y associer les conditions opératoires adéquates (intensité et débit).

Le chapitre suivant porte sur l'étude expérimentale du système que nous venons de présenter. Nous allons réaliser une caractérisation des échangeurs ainsi qu'une étude d'un prototype de pompe à chaleur thermoélectrique. Ce travail va valider les modèles analytiques que nous venons de mettre en place.

Chapitre V

Etude expérimentale de l'unité thermoélectrique

V.1 Introduction

Les chapitres 3 et 4 de cette thèse ont été l'occasion de développer les modèles analytiques. Ces modèles nous ont permis :

- de mettre en évidence l'intérêt d'une gestion adaptée du système au moyen de différents modes d'associations des modules thermoélectriques,
- de développer une méthode d'optimisation des échangeurs pour une application pompe à chaleur thermoélectrique.

Ce chapitre porte sur une étude expérimentale des échangeur (étude des pertes de charges et des résistances thermiques) et de différentes configurations de GCRI (étude des performances). Cette phase expérimentale va également être l'occasion de valider le comportement du système lors de la mise en cascade directe de module thermoélectrique ou via la conduction à travers un échangeur. Pour réaliser cette étude, un banc d'essai a été conçu.

Le chapitre V valide expérimentalement les différents modèles analytiques :

- modèle thermique,
- modèle de pertes de charges,
- modèle thermoélectrique.

V.2 Conception d'un prototype d'échangeur

Afin de valider le modèle analytique présenté au chapitre IV, nous avons réalisé un prototype d'échangeur. Il est réalisé par la méthode d'électroérosion. En raison des angles droits entre les canaux collecteur et distributeur et les mini-canaux, l'échangeur a dû être conçu en deux pièces symétriques au niveau de la moitié des mini-canaux. Ces 2 pièces ont été rassemblées au moyen d'une brasure. Pour réduire la résistance de conduction dans la base de l'échangeur, nous avons légèrement évidé l'échangeur au niveau de l'emplacement du module thermoélectrique sur une demi-épaisseur dudit module thermoélectrique (1,5 mm). La figure V-1 présente les dimensions de l'échangeur que nous avons conçu. La figure V-2 présente une photo du prototype d'échangeur réalisé. Trois échangeurs identiques ont été réalisés.

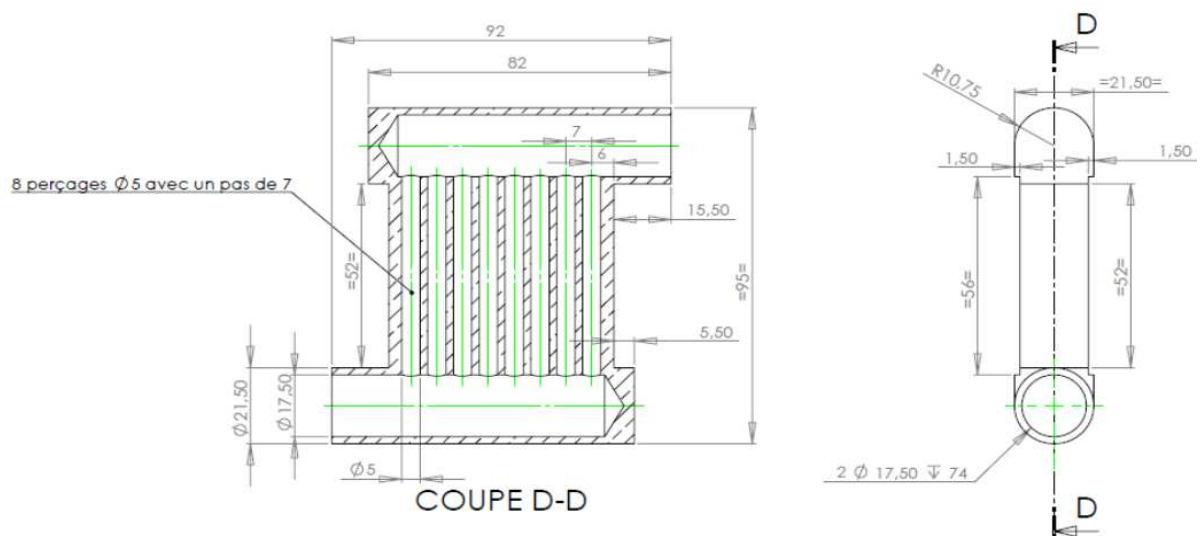


Figure V-1 : Dimensions du prototype d'échangeur

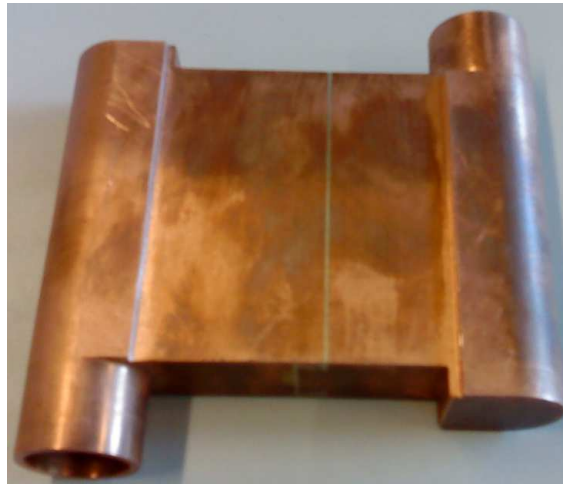


Figure V-2 : Photo de l'échangeur réalisé

Les dimensions de l'échangeur sont supérieures aux dimensions optimales que nous avons mis en évidence à la fin du précédent chapitre. Dans une optique d'industrialisation, et au vu de la faible différence au niveau du COP système entre une configuration parfaitement optimale mais aux dimensions très faibles et une configuration moins contraignante d'un point de vue dimensionnel, il nous a semblé plus judicieux de caractériser dans un premier temps un échangeur aux dimensions plus importantes (*tableau V-1*).

Température du fluide utile (K)	COP proto théorique	Cop optimal théorique	% d'écart
295	3,02	3,37	10,39
300	2,21	2,47	10,53
305	1,8	2,02	10,89
310	1,56	1,74	10,34

Tableau V-1 : Comparaison des COP optimaux théoriques obtenus avec l'échangeur réalisé et l'échangeur optimal décrit au chapitre IV (*tableau IV-8*).

V.3 Le banc expérimental

L'objectif du banc expérimental mis en place est double. La première phase expérimentale portera sur la caractérisation du prototype d'échangeur. Cela passe par la détermination des :

- résistances thermiques en fonction du débit
- des pertes de charges en fonction du débit

Le second objectif sera de caractériser un prototype de pompe à chaleur thermoélectrique.

Le banc expérimental est composé de trois lignes de mesures identiques et de deux bains thermostatés permettant de simuler le côté source et le côté utile. Chaque ligne de mesure est susceptible d'intégrer un échangeur qui pourra être caractérisé.

Les lignes de mesures sont constituées :

- d'une vanne de régulation du débit,
- d'un débitmètre électromagnétique (non intrusif),

- d'un capteur de pression absolue à membrane céramique en aval et en amont de l'échangeur,
- d'un capteur de température de type PT100 en aval et en amont de l'échangeur (figures V-3 et V-4).

Le fluide circulant dans la ligne de mesure est de l'eau distillée afin d'éviter tout risque d'encrassement du réseau. Le diamètre intérieur de la conduite principale de la ligne de mesure est de 10 mm. Les caractéristiques techniques des appareils de mesures sont disponibles en annexe de ce document.

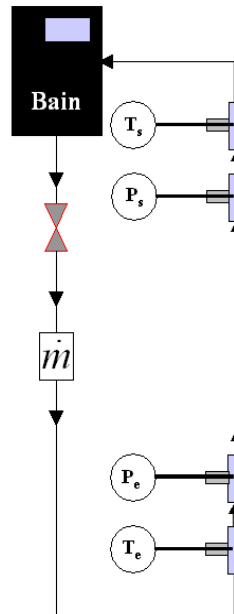


Figure V-3 : Schéma de la ligne de mesure

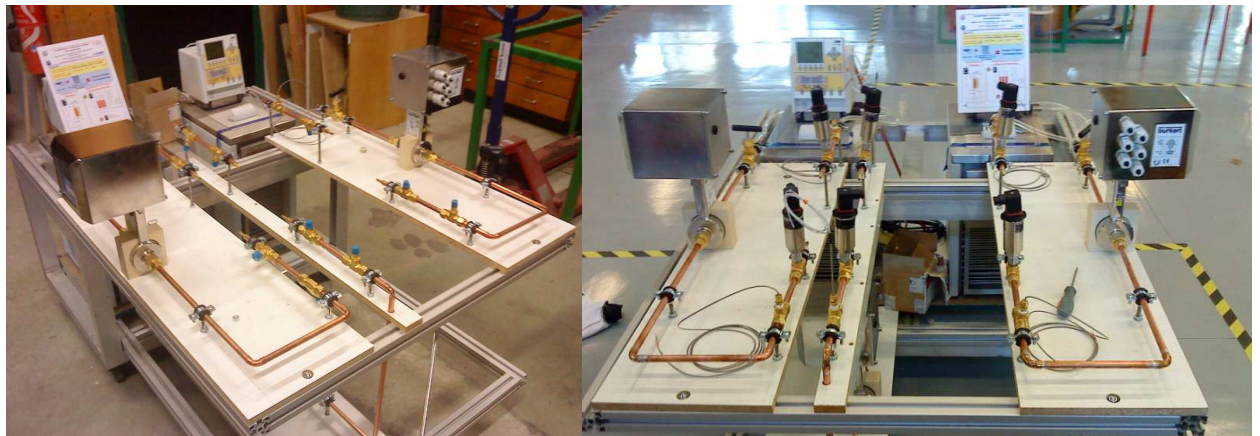


Figure V-4 : Photo du banc d'essai

Le diamètre des canaux distributeur et collecteur (17,5 mm) étant supérieur à celui de la conduite de la ligne de mesure (10 mm), nous avons ajouté une réduction de section au niveau de l'entrée et de la sortie de l'échangeur (figure V-5). Les pertes de charges induites par ce changement de section seront évaluées par la suite et ajoutées au modèle analytique.



Figure V-5: Echangeurs avec les réductions de section

Pour alimenter les modules thermoélectriques, nous utilisons une alimentation électrique Agilent permettant de réaliser une régulation en tension ou en intensité.

V.4 Etude expérimentale des échangeurs

La caractérisation du prototype d'échangeur passe par la détermination de sa résistance thermique et de ses pertes de charges en fonction du débit total de circulation.

V.4.1 Résistance thermique

Pour caractériser thermiquement l'échangeur, nous utilisons des éléments chauffants de mêmes dimensions que les modules thermoélectriques (55 mm x 55 mm). La difficulté vient de la mesure de température à l'interface entre l'élément chauffant et la base de l'échangeur. Pour réaliser cette mesure nous avons recours à une plaque d'aluminium de même dimension surfacique que les éléments chauffants et de 5 mm d'épaisseur. Cette plaque est forée en quatre endroits afin d'y insérer des thermocouples de type K (*figure V-6*). Afin d'assurer un bon contact thermique entre la plaque d'aluminium et l'échangeur et entre la plaque d'aluminium et l'élément chauffant, nous avons appliqué une pellicule de pâte thermique chargée à l'aluminium. Cette pâte permet d'éviter la présence de lames d'air isolantes.



Figure V-6 : Plaque d'aluminium forée

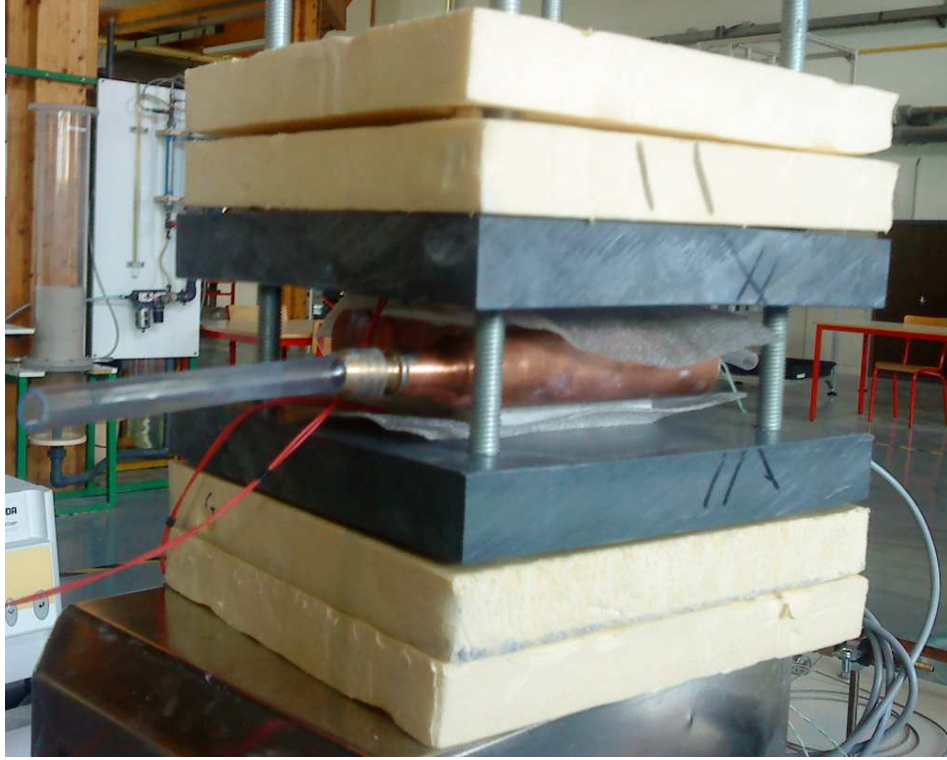


Figure V-9 : Echangeur entre les deux plaques de PVC

Deux séries d'étude expérimentale sont réalisées pour la caractérisation thermique des échangeurs :

- une première série au cours de laquelle seule une face est chauffée avec une puissance de 40 W,
- une seconde série avec un élément chauffant par face délivrant chacun une puissance de 40 W.

Quatre températures de surface sont mesurées pour chaque face. La résistance thermique est alors déterminée de la manière suivante.

$$\frac{T^b - T_e^{canal}}{\phi} = R_{ech} + R^{contact} + R^{plaque} \quad [V.1]$$

Avec,

$$T^b = \frac{\sum_{x=1}^4 T_{mes}^b(x)}{4} \quad [V.2]$$

et,

$$R^{plaque} = \frac{e^{plaque}}{\lambda_{al} S^{plaque}} \quad [V.3]$$

Nous ne sommes pas capables de mesurer la résistance de contact. Par conséquent le résultat de résistance thermique que nous obtenons expérimentalement correspond à celle de l'échangeur et de la résistance de contact. La valeur de la résistance thermique réelle de

l'échangeur est donc légèrement plus faible que celle que nous obtenons expérimentalement.

La figure V-10 présente les résultats de caractérisation thermique obtenus lors d'un transfert de chaleur sur une unique face de l'échangeur. Il y a une légère divergence des résultats expérimentaux et analytiques avec la diminution du débit. En effet, plus le débit devient faible plus le rôle joué par la conduction thermique dans la base de l'échangeur devient important dans le transfert thermique. Or, comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent, certaines simplifications ont été réalisées concernant ce mode de transfert (IV.4.2.2).

Les résistances thermiques obtenues expérimentalement sont globalement plus faibles que celle obtenues analytiquement. En effet, pour le calcul analytique, la surface d'échange correspond à celle des mini-canaux. En réalité, la surface d'échange est supérieure. Le distributeur et le collecteur participent également au transfert de chaleur bien que le module thermoélectrique soit positionné au-dessus des mini-canaux.

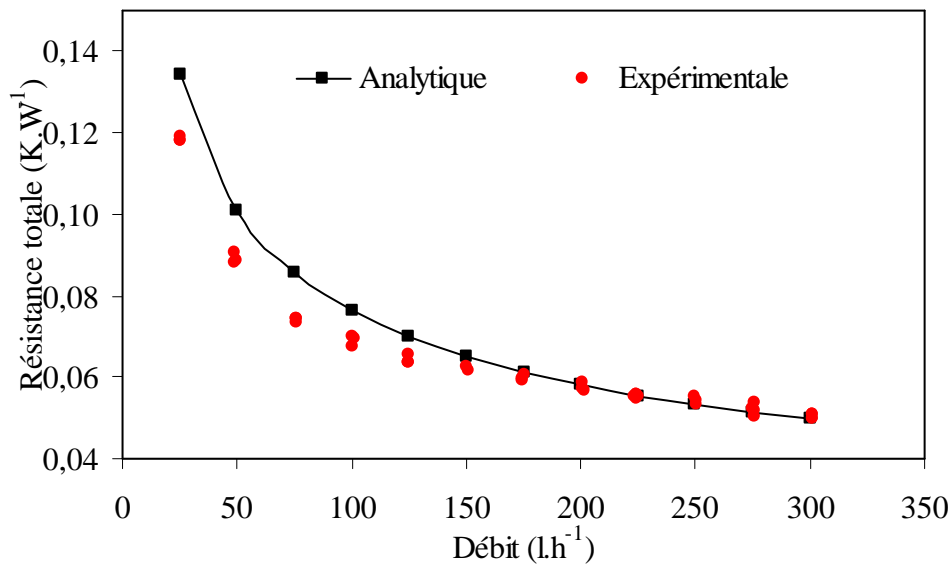


Figure V-10 : Evolution de la résistance thermique de l'échangeur en fonction du débit lors d'un chauffage sur une seule face

La figure V-11 présente la caractérisation thermique de l'échangeur lors d'un transfert au niveau des deux faces de l'échangeur. Comme lors du transfert sur une seule face, nous observons des résultats expérimentaux plus faibles que les résultats analytiques. Les résultats montrent également un léger écart entre les résistances thermiques au niveau de la face 1 et celles au niveau de la face 2. Néanmoins, le profil des courbes pour la face 1 et 2 est très proche ce qui tend à prouver que cet écart est dû à un paramètre constant (ex : résistance de contact).

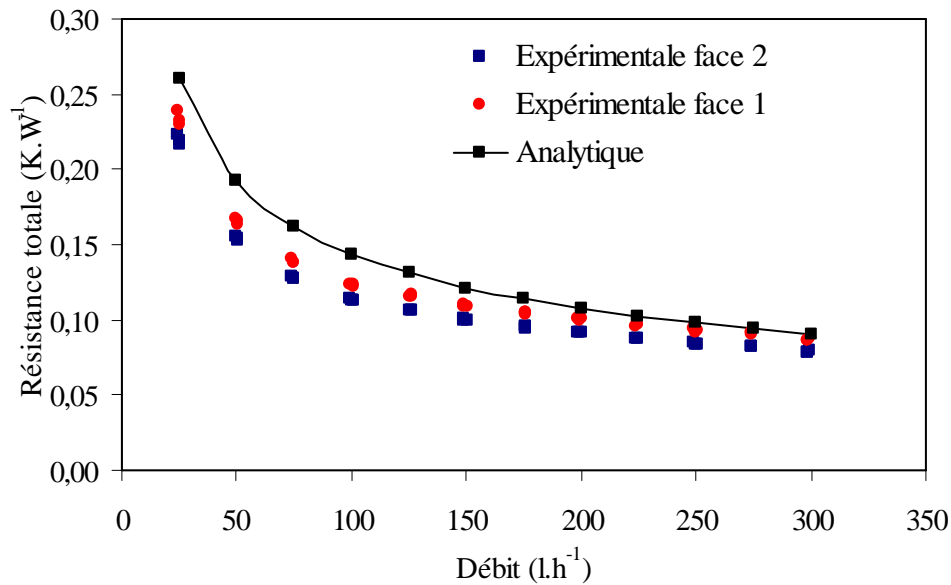


Figure V-11 : Evolution de la résistance thermique de l'échangeur en fonction du débit lors d'un chauffage sur les deux faces

V.4.2 Perte de charges

L'incertitude de mesure pour le capteur de pression est donnée à 0,5 % de la mesure par le constructeur. Pour la mesure de débit le constructeur annonce une incertitude de 0,8 % de la mesure. Les incertitudes de mesures étant extrêmement faibles, elles ne sont pas représentées sur les graphiques traitant des pertes de charges.

La réalisation d'une mesure expérimentale précise de la perte de charges d'un échangeur est rendue compliquée par le positionnement des capteurs de pressions. En effet, il est très difficile de positionner un capteur exactement au niveau de l'entrée et de la sortie de l'échangeur. Pour pallier ce problème, nous procédons en deux temps. Dans un premier temps nous bouclons la ligne de mesure au moyen d'un tuyau flexible d'une longueur L comme l'illustre la figure V-12. Nous mesurons ensuite les pertes de charges en fonction du débit pour cette configuration. La seconde étape consiste alors à ajouter au flexible, l'échangeur, pour déterminer les pertes de charges de l'ensemble. Afin de déterminer les pertes de charges propres à l'échangeur, il nous suffit de soustraire les pertes de charges dues au flexible à celles obtenues avec l'ensemble flexible + échangeur au moyen des équations de tendance.

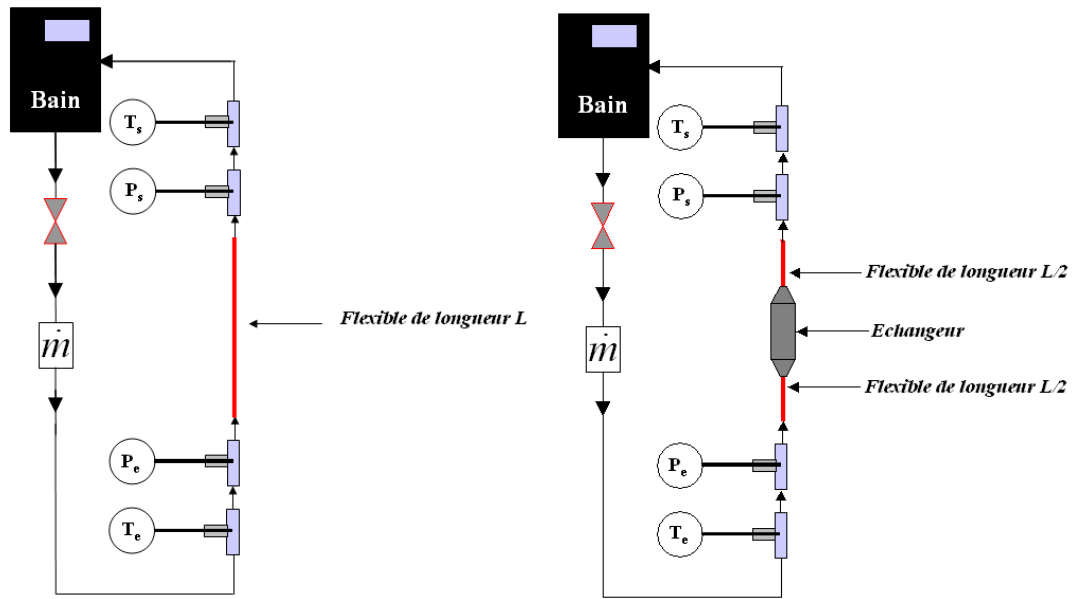


Figure V-12 : Détermination de la perte de charges engendrée par le flexible et par le flexible et l'échangeur.

La figure V-13 présente les résultats de perte de charges obtenus avec :

- le flexible seul,
- le flexible + l'échangeur,
- l'échangeur seul.

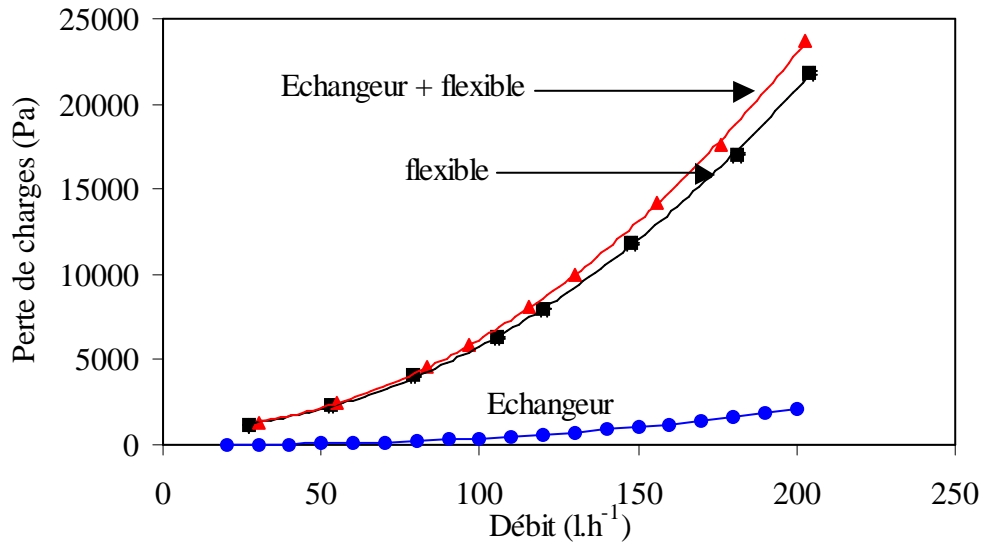


Figure V-13 : Perte de charges de l'échangeur en fonction du débit

Le résultat de perte de charges de l'échangeur seul en fonction du débit est obtenu au moyen de courbes de tendances.

Equation de la courbe de tendance de la perte de charges en fonction du débit pour le flexible seul :

$$\Delta P_{flex} = 0,51147732(\dot{m}_{tot})^2 - 2,70299978\dot{m}_{tot} + 9,63722237 \quad [V.4]$$

La relation obtenue est de type polynomial d'ordre 2 avec un coefficient de détermination de 0,9997 qui valide cette équation de perte de charges.

Equation de la courbe de tendance de la perte de charges en fonction du débit pour le flexible plus l'échangeur :

$$\Delta P_{flex+ech} = 0,581002929(\dot{m}_{tot})^2 - 6,728776164\dot{m}_{tot} + 1050,899205901 \quad [V.5]$$

Un très bon coefficient de détermination (0,9997) valide l'équation des pertes de charges en fonction du débit pour le flexible associé à l'échangeur.

Finalement, nous établissons :

$$\Delta P_{ech} = \Delta P_{flex+ech} - \Delta P_{flex}$$

Une réduction de section a été ajoutée aux échangeurs afin de pouvoir les raccorder à la ligne de mesure. Les pertes de charges de l'échangeur seul intègrent donc ces deux changements de section. Un tel changement de section engendre une perte de charges singulière qu'il faut ajouter au modèle analytique.

$$\Delta P_{elarg} = k_{elarg} \rho_{eau} \frac{v^2}{2} \quad [V.6]$$

Avec, v , la vitesse au niveau de la petite section en $m.s^{-1}$.

Ce changement de section est de type progressif (*figure V-14*). De ce fait, le coefficient de singularité est calculé en fonction de l'angle entre les deux sections. La perte de charges au niveau du rétrécissement lors d'un changement de section progressif est extrêmement faible et peut donc être négligée.

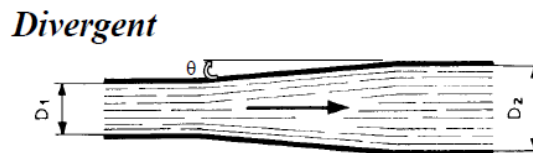


Figure V-14 : Illustration d'un changement de section progressif

Le coefficient k est déterminé au moyen de la formule de Lorentz [Lorentz 1909] :

$$k_{elarg} = 3,2 \left(\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \right)^{1,25} \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)^2 \quad [V.7]$$

D_1 et D_2 correspondent respectivement au diamètre au niveau de la petite et de la grande section. Le changement de section considéré passe d'un diamètre intérieur de 4 à 15,5 mm avec un angle de 12° .

Nous pouvons à présent comparer les résultats de pertes de charges expérimentaux et analytiques (*figure V-15*). Une très bonne similarité entre les deux courbes, expérimentale et analytique est obtenue.

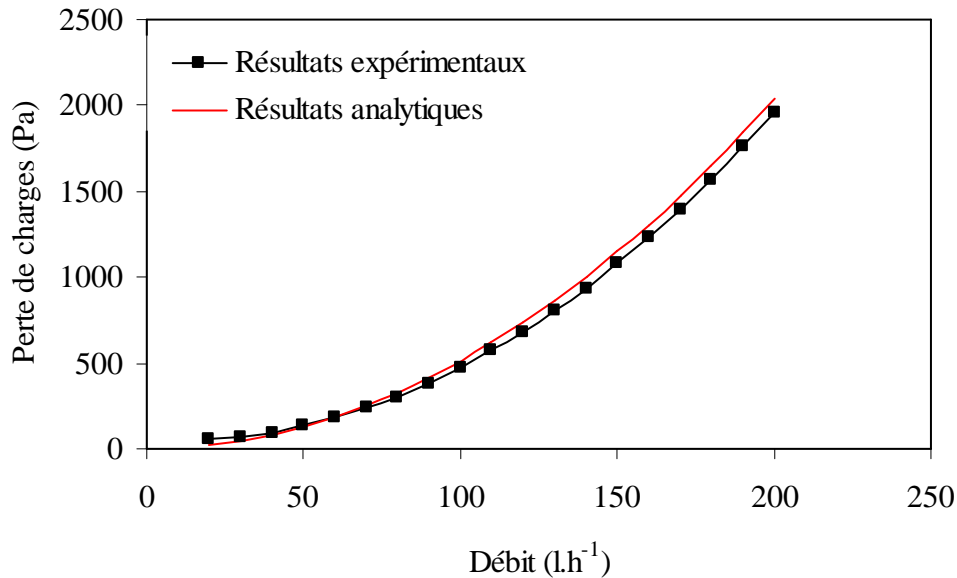


Figure V-15 : Comparaison des pertes de charges de l'échangeur seul obtenues expérimentalement et analytiquement

De manière générale, les pertes de charges de l'échangeur sont relativement faibles.

V.5 Etude expérimentale de la pompe à chaleur thermoélectrique classique.

Dans la partie qui suit, nous présentons les résultats expérimentaux obtenus pour une configuration de pompe à chaleur thermoélectrique constituée de deux échangeurs de chaleur.

- La première configuration testée est composée d'un module thermoélectrique pris en sandwich entre les échangeurs
- La seconde configuration comporte deux modules thermoélectriques associés en cascade directe pris en sandwich entre les échangeurs.

V.5.1 Mode opératoire

Nous faisons varier l'intensité de 0,5 A à 7 A par palier de 0,25 A. Pour chaque valeur d'intensité, quatre acquisitions de mesures ont été réalisées afin de s'assurer de la reproductibilité de l'expérimentation. Après chaque changement d'intensité, nous nous assurons que le régime permanent est atteint. Trois minutes sont nécessaires avant de l'atteindre ce qui est négligeable devant le temps de mise en régime permanent de l'émetteur et du bâtiment.

Les différences de températures annoncées dans la présentation des résultats correspondent à la différence de température entre l'entrée du fluide froid et l'entrée du fluide chaud.

Nous présentons l'évolution du COP et de la puissance utile en fonction de l'intensité issue de l'expérimentation et du modèle analytique.

Les flux chaud et froid cédés et absorbés au fluide sont déterminés au moyen des PT 100 en amont et en aval des échangeurs ainsi que des débit-mètres selon la relation suivante :

$$\phi_{ch} = (\dot{m}_{ch})_{tot} Cp \Delta T_{ch} \quad [V.8]$$

$$\phi_{fr} = (\dot{m}_{fr})_{tot} Cp \Delta T_{fr} \quad [V.9]$$

L'incertitude de mesure sur les PT100 est de 0,03°C et de 0,8 % de la valeur mesurée pour les débits.

En considérant l'expression V.10 pour la détermination du COP,

$$COP_{ch} = \frac{(\dot{m}_{ch})_{tot} Cp_{eau} ((T_s)_{ch} - (T_e)_{ch})}{\phi_{elec}} \quad [V.10]$$

Nous pouvons effectuer le calcul d'incertitude suivant :

$$Ln COP_{ch} = Ln (\dot{m}_{ch})_{tot} + Ln Cp + Ln \Delta T_{ch} - Ln U - Ln I \quad [V.11]$$

L'incertitude au niveau de l'alimentation électrique est prise comme nulle. Nous obtenons alors :

$$\Delta COP_{ch} = |COP_{ch}| \left(\frac{\partial \dot{m}}{(\dot{m}_{ch})_{tot}} + \frac{\partial (\Delta T)}{|(T_s)_{ch} - (T_e)_{ch}|} \right) \quad [V.12]$$

De la même manière, pour la détermination de la puissance thermique, nous avons l'incertitude suivante :

$$\Delta \phi_{ch} = |\phi_{ch}| \left(\frac{\partial \dot{m}}{(\dot{m}_{tot})} + \frac{\partial (\Delta T)}{|(T_s)_{ch} - (T_e)_{ch}|} \right) \quad [V.13]$$

Deux débits totaux différents (identiques pour chaque échangeur) sont testés (50 et 100 l.h⁻¹) et trois différences de températures entre la source et l'utile (5, 10 et 15 K). Seuls les résultats obtenus avec une différence de température de 5 et 15 K sont présentés graphiquement. Nous présentons néanmoins un récapitulatif des valeurs optimales de COP et de puissance utile intégrant les résultats obtenus pour une différence de température de 10 K

Les pourcentages d'écart présentés au cours de ce chapitre sont calculés par rapport au résultat analytique et en valeur absolue.

$$PE = 100 \frac{|Th - Exp|}{Th} \quad [V.14]$$

Avec, *Th* le résultat analytique et *Exp* le résultat expérimental.

V.5.2 Configuration 1 : 1 Module thermoélectrique

Nous présentons les résultats obtenus pour un GCRI classique fait d'un module thermoélectrique pris en sandwich entre deux échangeurs (*figure V-16*).

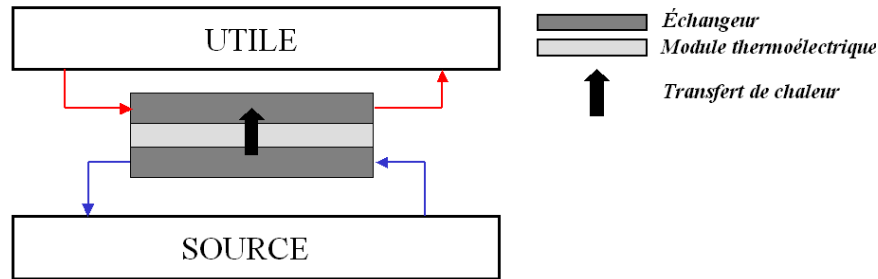


Figure V-16 : Configuration 1

De manière générale, les résultats présentent une forte incertitude pour les faibles valeurs d'intensité. Une faible intensité induit une puissance utile faible et donc un faible écart de température du fluide entre son entrée et sa sortie dans l'échangeur. Cette incertitude se réduit notablement avec l'augmentation de l'intensité électrique fournie au module thermoélectrique. Nous pouvons également constater que les résultats expérimentaux sont relativement éloignés des résultats analytiques pour les faibles valeurs d'intensité et tendent à coïncider lorsque l'intensité et donc la puissance utile augmente. Cette observation concorde avec l'analyse faite concernant les incertitudes.

$$\text{Débit} = 100 \text{ l.h}^{-1}$$

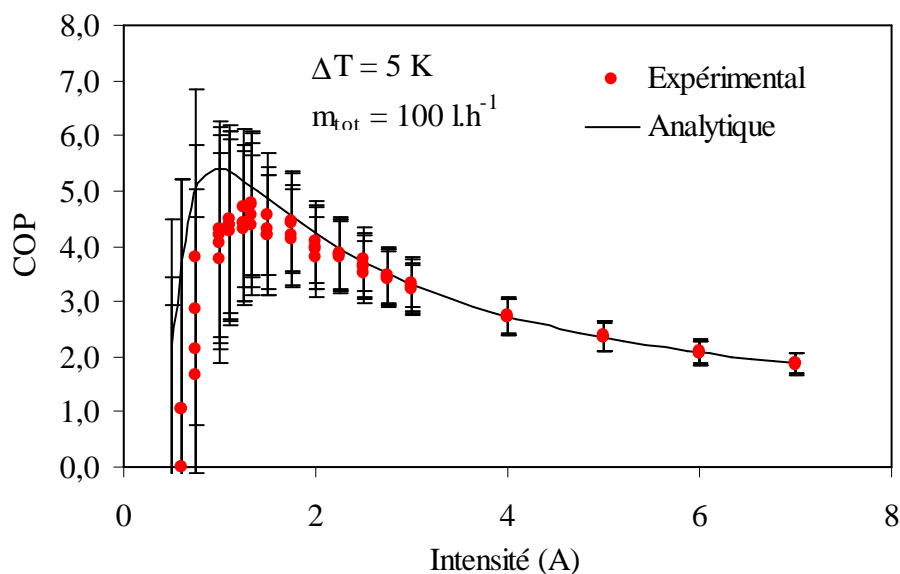


Figure V-17 : Configuration 1 : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 5 K et un débit de 100 l.h⁻¹

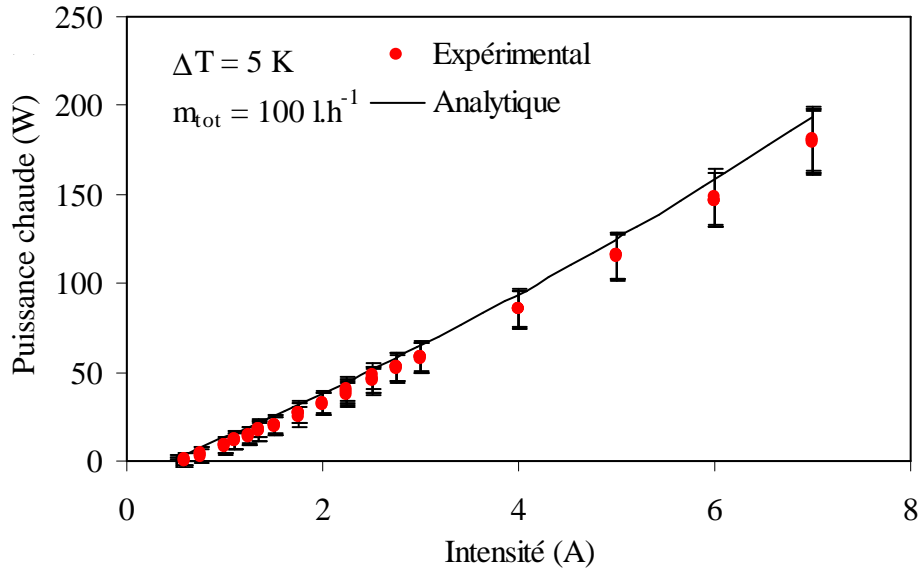


Figure V-18 : Configuration 1 : Evolution de la puissance chaude en fonction de l'intensité pour une différence de température de 5 K et un débit de 100 l.h^{-1}

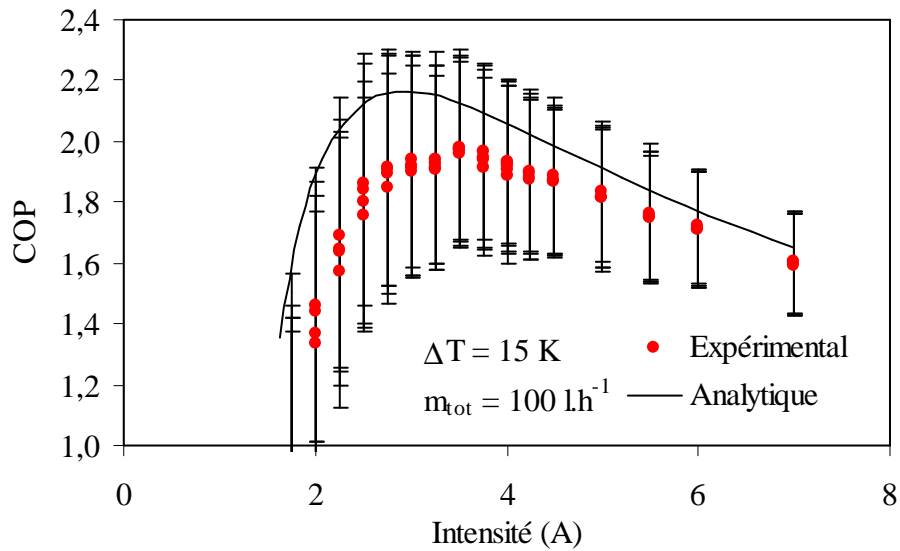


Figure V-19 : Configuration 1 : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K et un débit de 100 l.h^{-1}

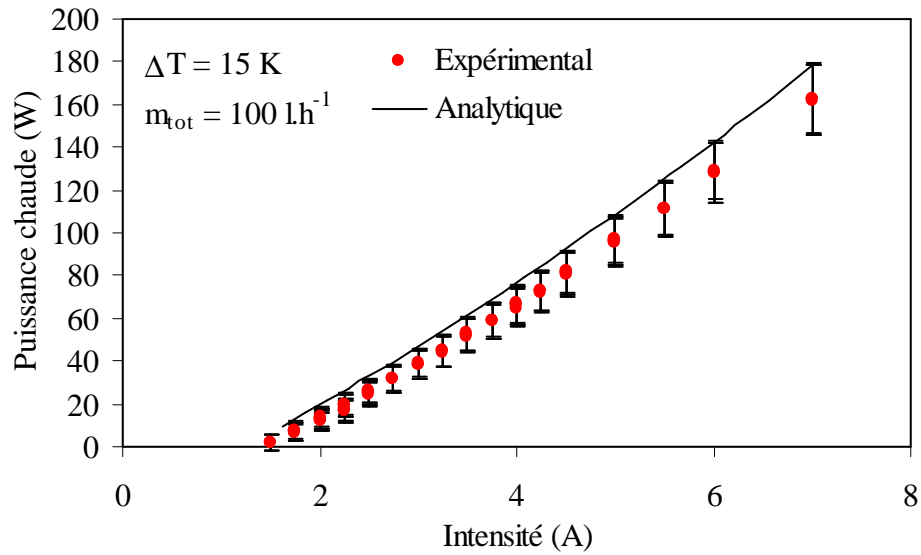


Figure V-20 : Configuration 1 : Evolution de la puissance chaude en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K et un débit de 100 l.h^{-1}

Débit = 50 l.h^{-1}

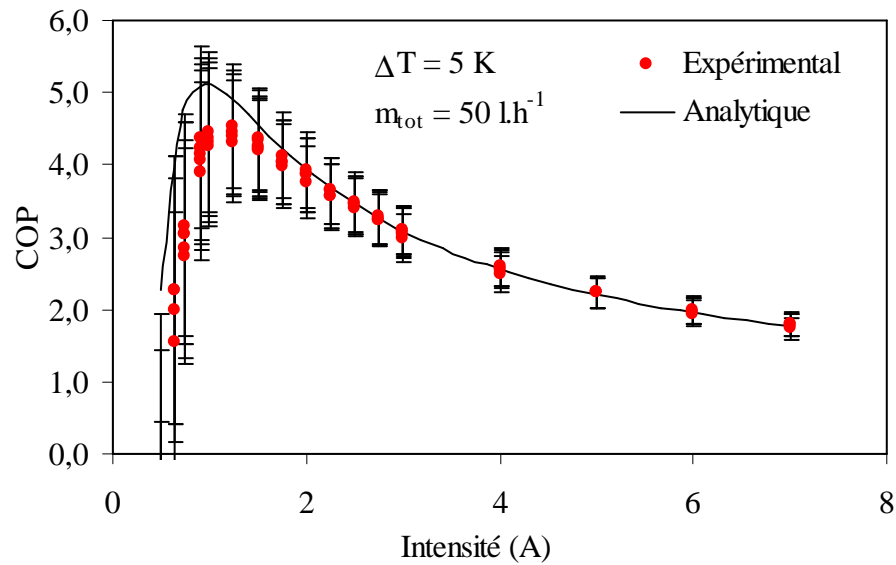


Figure V-21 : Configuration 1 : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 5 K et un débit de 50 l.h^{-1}

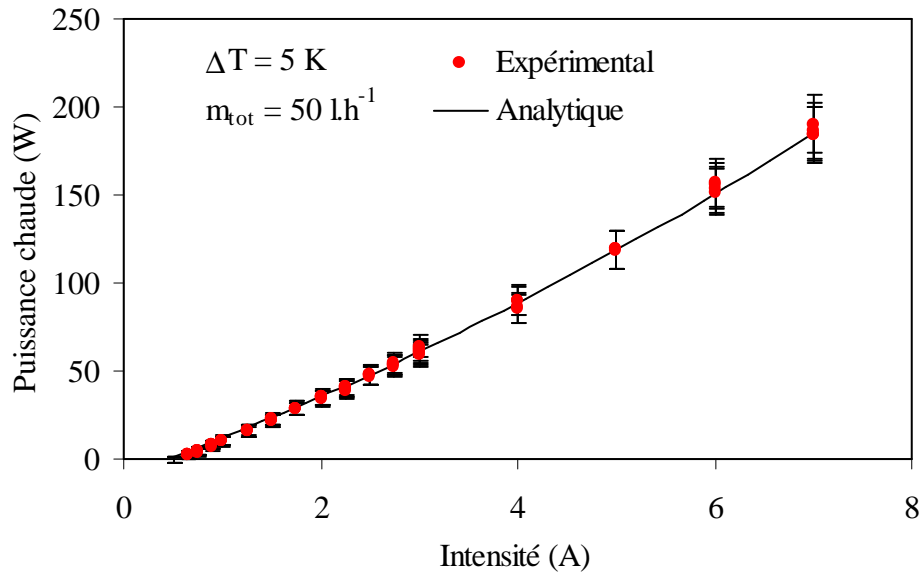


Figure V-22 : Configuration 1 : Evolution de la puissance chaude en fonction de l'intensité pour une différence de température de 5 K et un débit de 50 l.h^{-1}

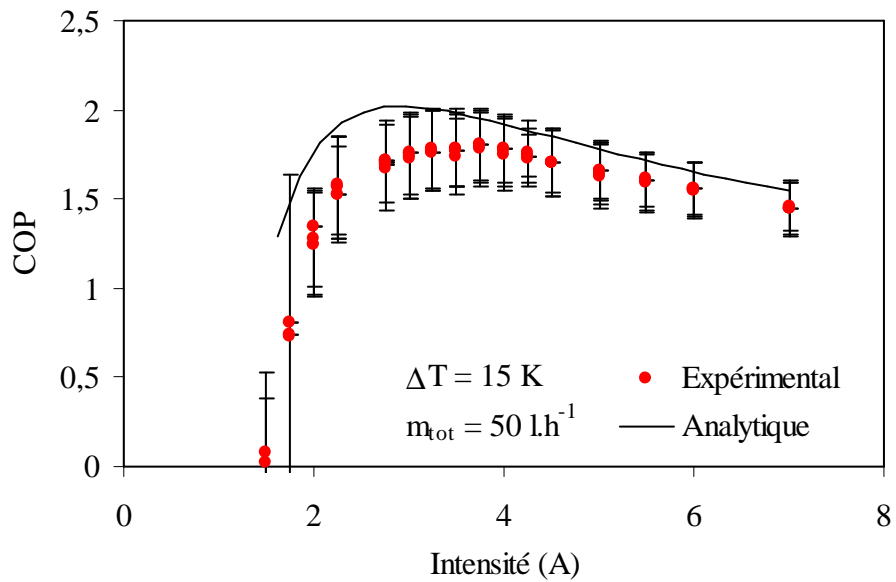


Figure V-23 : Configuration 1 : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K et un débit de 50 l.h^{-1}

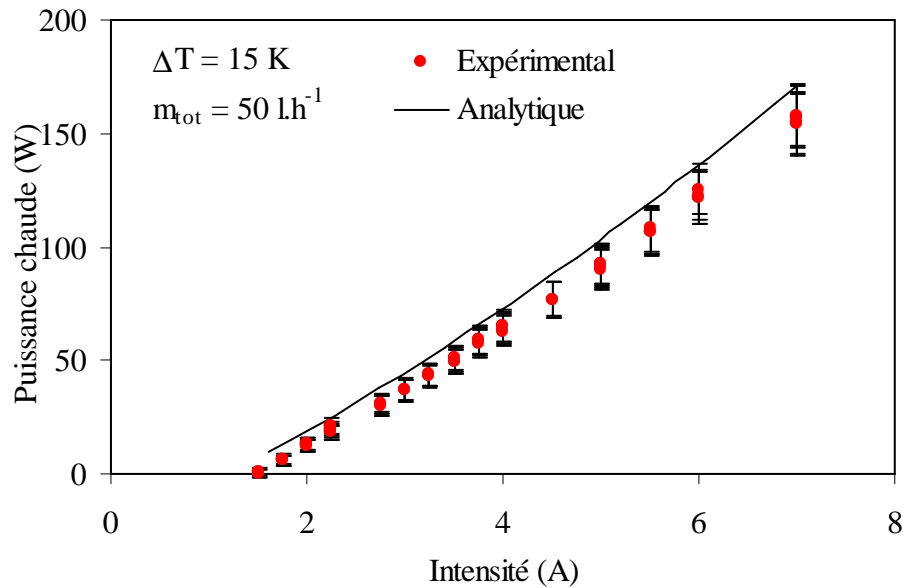


Figure V-24 : Configuration 1 : Evolution de la puissance chaude en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K et un débit de 50 l.h⁻¹

Le tableau V-2 résume les performances optimales obtenues de manière analytique et expérimentale pour les différentes conditions de température et de débit.

50 l.h ⁻¹				100 l.h ⁻¹			
COP max à 50 l.h ⁻¹				COP max			
	Expérimental	Analytique	% d'écart	Expérimental	Analytique	% d'écart	
ΔT	5	4,53	5,12	11,52	4,62	5,40	14,44
	10	2,58	2,79	7,53	2,64	2,93	9,96
	15	1,92	2,02	4,86	1,97	2,16	8,80
Puissance optimale (W)				Puissance optimale (W)			
	Expérimental	Analytique	% d'écart	Expérimental	Analytique	% d'écart	
ΔT	5	15,00	11,00	36,36	15,60	11,80	32,20
	10	22,00	22,00	0,00	35,00	27,00	29,63
	15	48,00	44,00	9,09	51,00	46,00	10,87

Tableau V-2 : Comparaison des performances maximales pour les deux débits

Les COP maximaux obtenus de manière expérimentale sont meilleurs pour un débit de 100 l.h⁻¹ que pour le débit de 50 l.h⁻¹. En effet, un débit plus élevé implique un meilleur transfert thermique et donc une réduction de la différence de température aux jonctions des semi-conducteurs ce qui se traduit par une amélioration du COP.

De meilleurs COP maximaux sont obtenus pour les faibles différences de température ce qui traduit un comportement normal du système. La comparaison entre les résultats analytiques et expérimentaux montre un pourcentage d'erreur compris entre 14,4% et 4,9 % pour les COP obtenus analytiquement et expérimentalement.

Nous observons une diminution des pourcentages d'erreur avec l'augmentation de la différence de température et avec la réduction du débit. En effet un débit plus faible engendre

un écart de température entre l'entrée et la sortie du fluide plus important ce qui réduit l'incertitude de la mesure. Par ailleurs, la valeur de la puissance optimale augmentant avec l'augmentation de la différence de température entre le fluide froid et chaud, nous avons une réduction du pourcentage d'erreur avec l'augmentation de cette différence de température.

V.5.3 Configuration 2 : Deux modules thermoélectriques en cascade directe

Nous présentons les résultats obtenus pour une configuration de GCRI classique avec deux modules thermoélectriques en cascade directe entre les deux échangeurs (*figure V-25*).

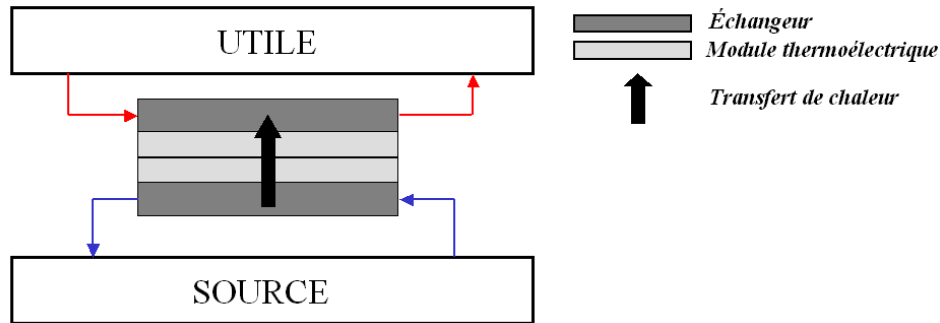


Figure V-25 : Configuration 2

Afin de limiter les incertitudes et du fait de la faible variation de résultat entre un débit à 50 l.h^{-1} et 100 l.h^{-1} , nous ne présenterons ici que les résultats pour le plus faible débit. Cela nous permet d'obtenir de plus grandes différences de température entre l'entrée et la sortie du fluide et donc de limiter les incertitudes.

Tout comme pour les résultats présentés précédemment, nous constatons une forte incertitude de mesure pour les faibles intensités avec néanmoins des résultats assez proches des valeurs analytiques et notamment pour les fortes intensités.

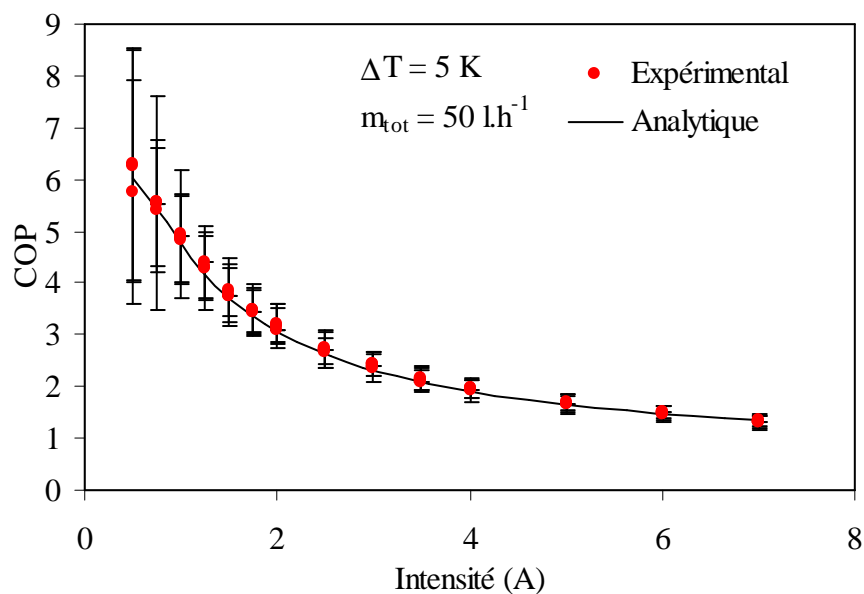


Figure V-26 : Configuration 2 : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 5 K

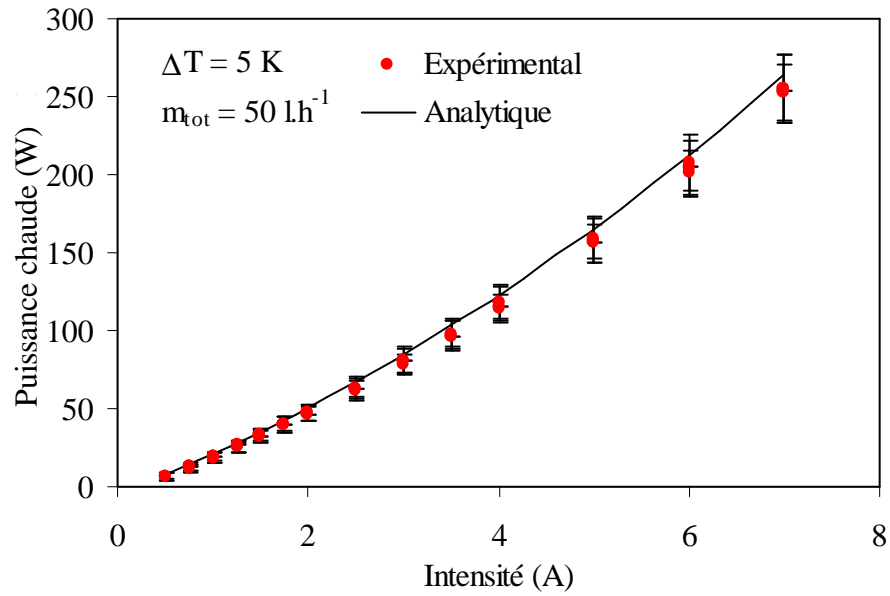


Figure V-27 : Configuration 2 : Evolution de la puissance chaude en fonction de l'intensité pour une différence de température de 5 K

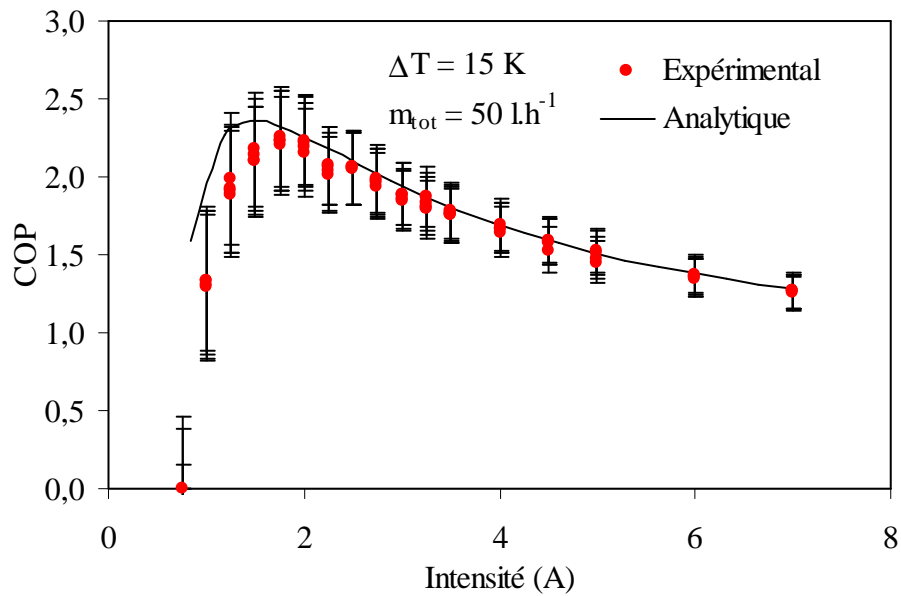


Figure V-28 : Configuration 2 : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K

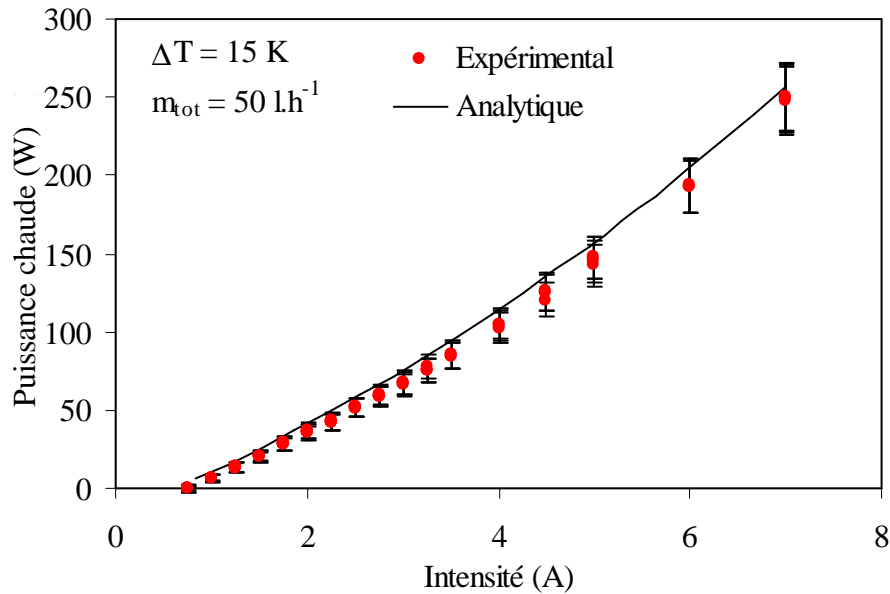


Figure V-29 : Configuration 2 : Evolution de la puissance chaude en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K

Les résultats expérimentaux sont relativement similaires aux résultats analytiques. Il importe de comparer les résultats obtenus au moyen de la configuration 1 et de la configuration 2. Le tableau V-3 résume les COP maximaux obtenus analytiquement et expérimentalement pour les deux configurations ainsi que les puissances utiles optimales correspondantes. Les résultats du tableau V-3 valident l'intérêt d'une mise en cascade directe des cellules vis-à-vis du COP optimal. En effet, la mise en cascade directe offre une amélioration du COP d'environ 15 % que ce soit pour les résultats analytiques ou expérimentaux. On observe également une baisse de la puissance utile optimale lors de l'utilisation de la cascade, ce qui corrobore le comportement théorique décrit au cours du chapitre III.

		Configuration innovante (fonction 1)			Cascade directe avec la configuration classique		
		COP max à 50 l.h ⁻¹			COP max à 50 l.h ⁻¹ (issus du V.5.3)		
		Expérimental	Analytique	% d'écart	Expérimental	Analytique	% d'écart
ΔT	5	5,97	6,00	0,50	6,27	6,03	3,98
	10	2,95	3,02	2,32	2,95	3,17	6,94
	15	2,06	2,15	4,19	2,25	2,36	4,66
		Puissance optimale (W)			Puissance optimale (W) (issus du V.5.3)		
		Expérimental	Analytique	% d'écart	Expérimental	Analytique	% d'écart
ΔT	5	13,08	14,35	8,85	14,00	14,00	0,00
	10	25,97	29,24	11,18	32,00	28,00	14,29
	15	55,79	56,46	1,19	56,00	52,00	7,69

Tableau V-3 : Comparaison des performances maximales pour une configuration classique et une configuration en cascade directe

V.6 Pompe à chaleur thermoélectrique innovante

Nous présentons dans cette partie les résultats expérimentaux obtenus pour la configuration innovante de la pompe à chaleur. Le montage est constitué des trois échangeurs entre lesquelles nous disposons deux modules thermoélectriques en cascade directe (*figures V-30 et V-31*). Nous étudions la fonction 1 (parallèle) et la fonction 2 (cascade).

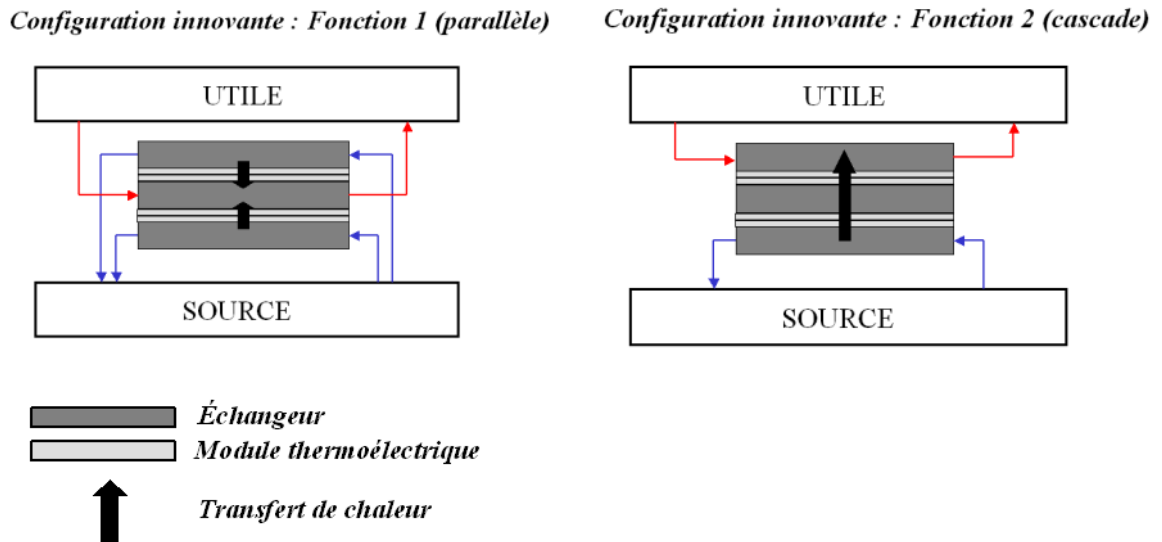


Figure V-30 : Pompe à chaleur thermoélectrique innovante

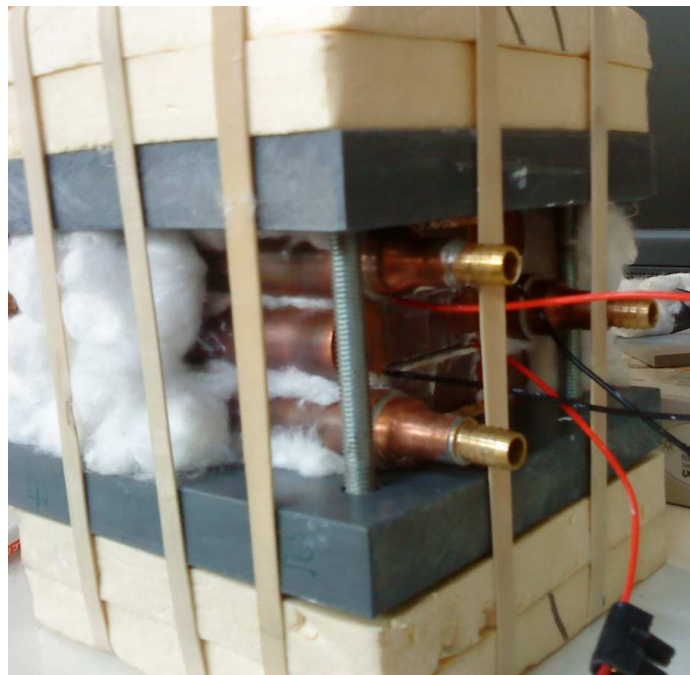


Figure V-31 : Photo du montage pour la configuration innovante

V.6.1 Mode chauffage (fonction 1)

Pour le mode chauffage de la fonction 1, l'échangeur central reçoit la puissance thermique utile, la puissance source est pompée aux deux échangeurs aux extrémités. Comme pour les résultats précédents, nous limitons notre étude à un débit de 50 l.h^{-1} . Les différentes figures présentant l'évolution du COP et de la puissance chaude en fonction de l'intensité illustrent une très bonne similitude entre les résultats analytiques et expérimentaux. Nous avons été confrontés à un problème de convergence du modèle analytique pour les très faibles valeurs d'intensité ($< 1 \text{ A}$). C'est pourquoi les résultats montrent une valeur expérimentale sans résultat analytique pour la plus faible valeur d'intensité.

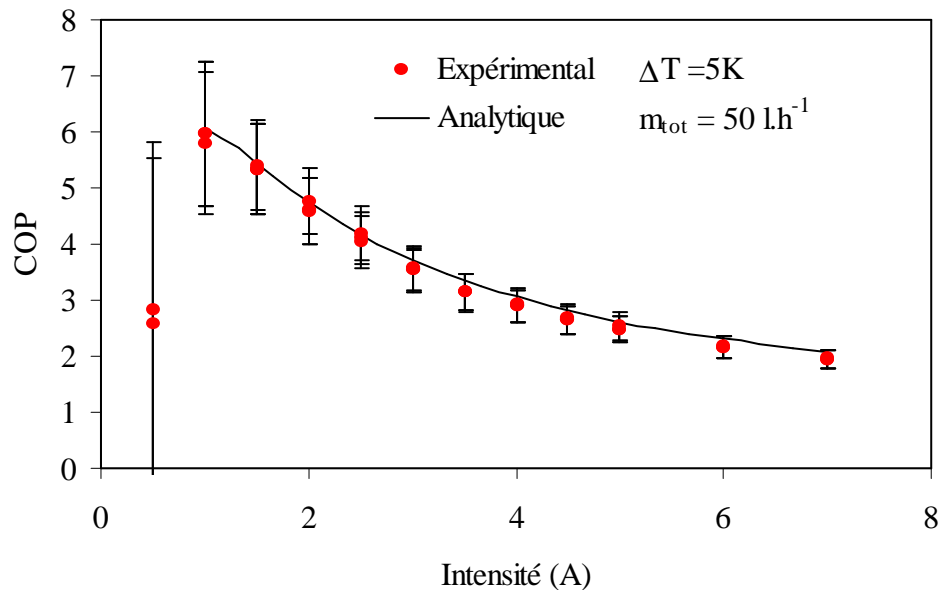


Figure V-32 : fonction 1 : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 5 K

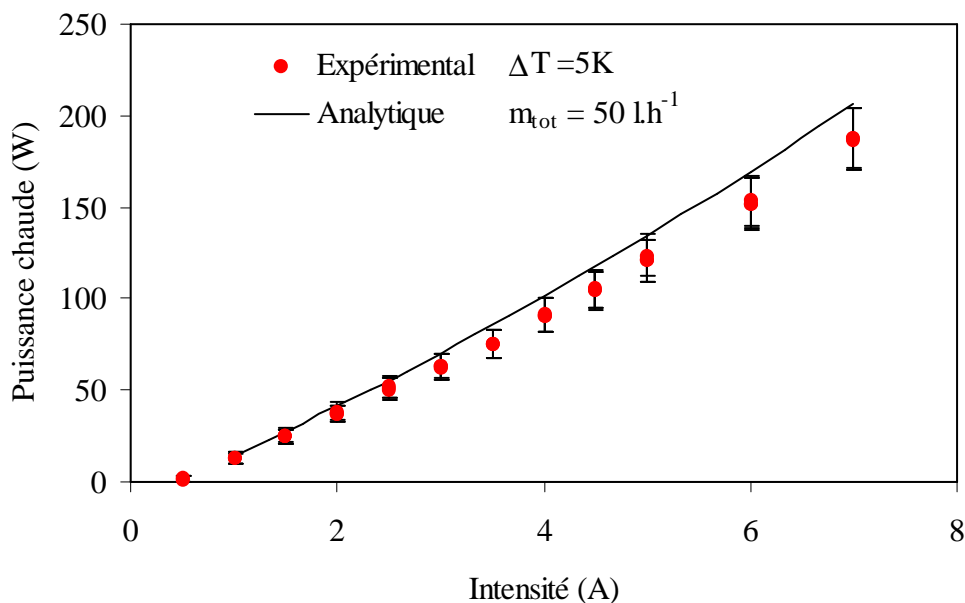


Figure V-33 : Fonction 1 : Evolution de la puissance chaude en fonction de l'intensité pour une différence de température de 5 K

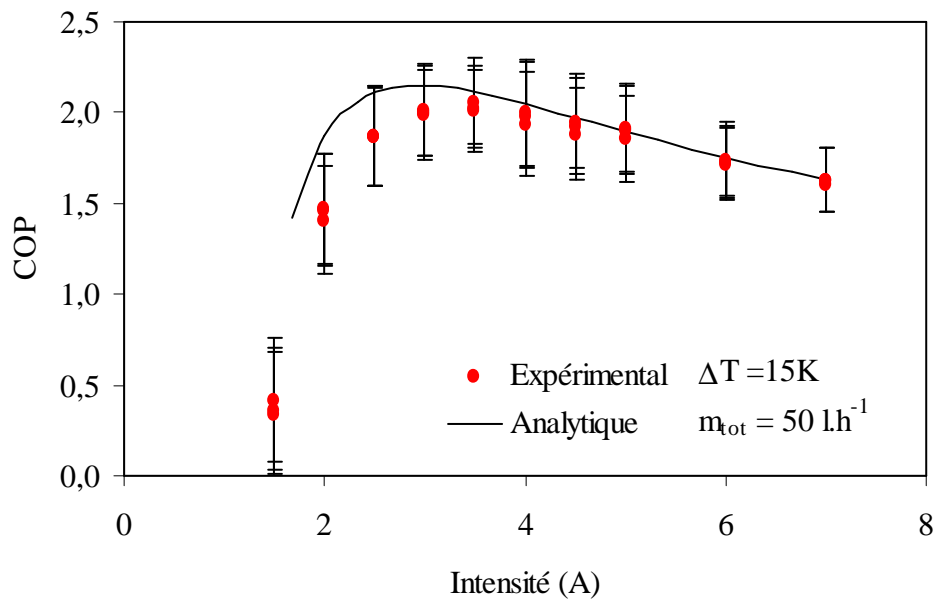


Figure V-34 : fonction 1 : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K

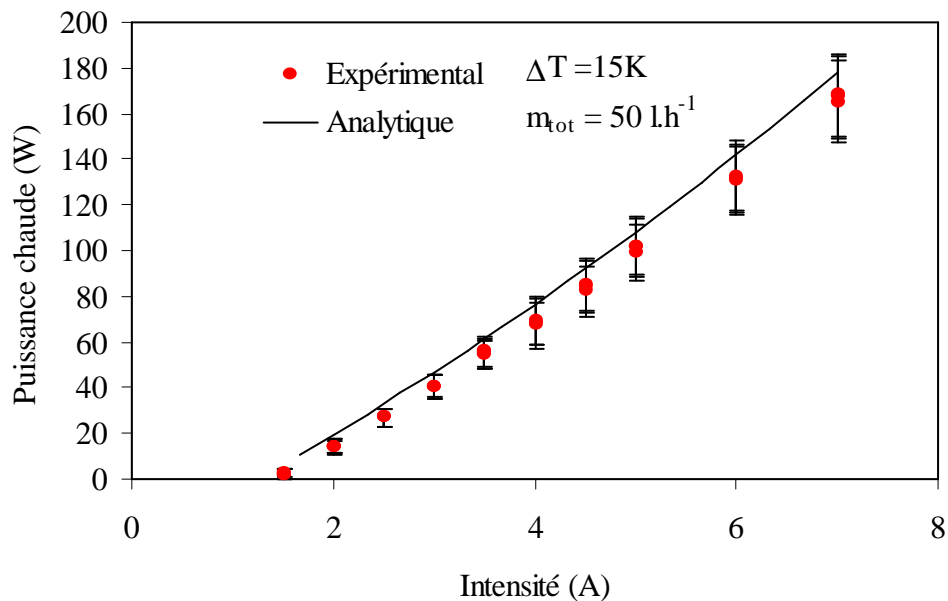
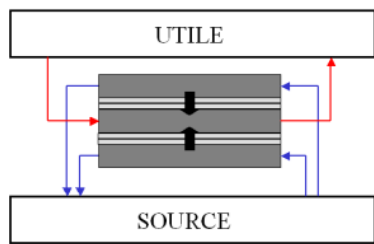


Figure V-35 : Fonction 1 : Evolution de la puissance chaude en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K

Le tableau V-4 présente des COP maximaux théoriques et expérimentaux relativement proches. Le constat est le même pour les puissances chaudes optimales.

Une étude comparative de la solution innovante et de la pompe à chaleur constituée de deux modules en cascade directe entre deux échangeurs est effectuée. Afin de réaliser une comparaison significative, il faut considérer une mise en parallèle de la solution classique pour avoir le même nombre de modules thermoélectriques pour les deux configurations (figure V-36).

Configuration innovante : Fonction 1 (parallèle)



Configuration classique avec 2 modules en cascade directe

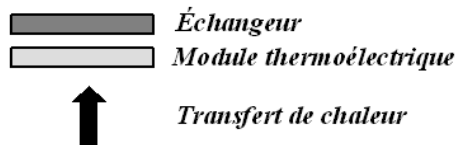
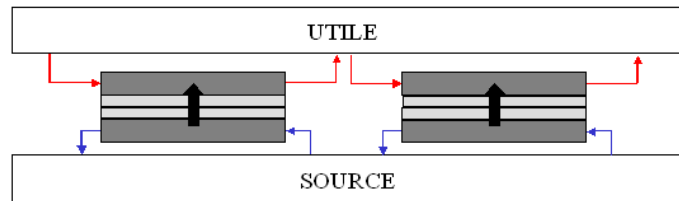


Figure V-36 : Configuration innovante et configuration classique

Les résultats obtenus avec la configuration innovante et la configuration classique avec deux modules thermoélectriques illustrent deux points (tableau V-4) :

- les COP maximaux obtenus avec la configuration innovante sont légèrement plus faibles qu'avec la configuration classique. Cette différence est dû à l'échangeur central dans le cas de la configuration innovante qui offre une surface d'échange plus faible par module thermoélectrique que la solution classique,
- les puissances optimales pour la configuration innovante et classique sont équivalentes.

Bien que la configuration innovante présente des COP très légèrement inférieurs à la solution classique, notons que cette configuration nécessite moins d'échangeurs (compacité) moins de circulateurs et engendre moins de perte de charges. Elle est donc très avantageuse en termes de coûts de fabrication et de fonctionnement.

	Configuration innovante			Cascade directe avec la configuration classique		
	COP max à 50 l.h ⁻¹			COP max à 50 l.h ⁻¹ (issus du IV.5.3)		
	Expériment	Analytique	% d'écart	Expériment	Analytique	% d'écart
DT=5	5,97	6,00	0,50	6,27	6,03	-3,98
DT=10	2,95	3,02	2,32	2,95	3,17	6,94
DT=15	2,06	2,15	4,19	2,25	2,36	4,66
	Puissance optimale (W)			Puissance optimale (W) (issus du IV.5.3)		
	Expériment	Analytique	% d'écart	Expériment	Analytique	% d'écart
DT=5	13,08	14,35	8,85	14,00	14,00	0,00
DT=10	25,97	29,24	11,18	32,00	28,00	14,29
DT=15	55,79	56,46	1,19	56,00	52,00	7,69

Tableau V-4 : Comparaison des performances optimales obtenues avec la configuration innovante et la configuration classique en cascade directe

V.6.2 Mode rafraîchissement (fonction 1)

Le mode rafraîchissement pour la fonction 1 est étudié pour une différence de température de 15 K et un débit dans les échangeurs de 50 l.h^{-1} . Les figures V-37 et V-38 présentent respectivement :

- l'évolution du COP en fonction de l'intensité
- l'évolution de la puissance utile en fonction de l'intensité.

Rappelons ici que la puissance utile en mode rafraîchissement correspond à la puissance froide.

Comme expliqué au chapitre III (III.3.3.2), le mode rafraîchissement dans le cas de notre système extrait des calories à une source dont la température est supérieure à celle vers lesquelles elles sont évacuées. Le COP du système est donc infini lors d'un transfert de chaleur sans alimentation électrique par simple conduction thermique. Dès lors que l'on alimente électriquement le système pour augmenter la puissance thermique de pompage, le COP baisse de manière continue avec l'augmentation de l'intensité. Les résultats expérimentaux que nous obtenons corroborent cette analyse. Là encore, nous constatons une très bonne similitude entre les résultats théoriques et expérimentaux. Néanmoins, de la même manière que pour les précédents résultats, les COP obtenus à très faible intensité présentent une incertitude conséquente d'où un écart potentiellement important avec les résultats théoriques.

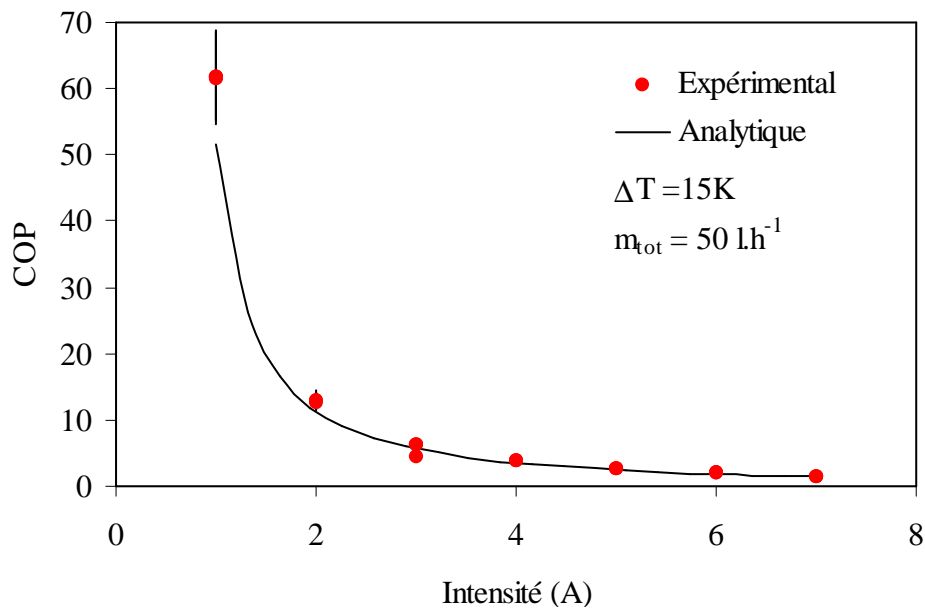


Figure V-37 : fonction 1 (mode rafraîchissement) : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K

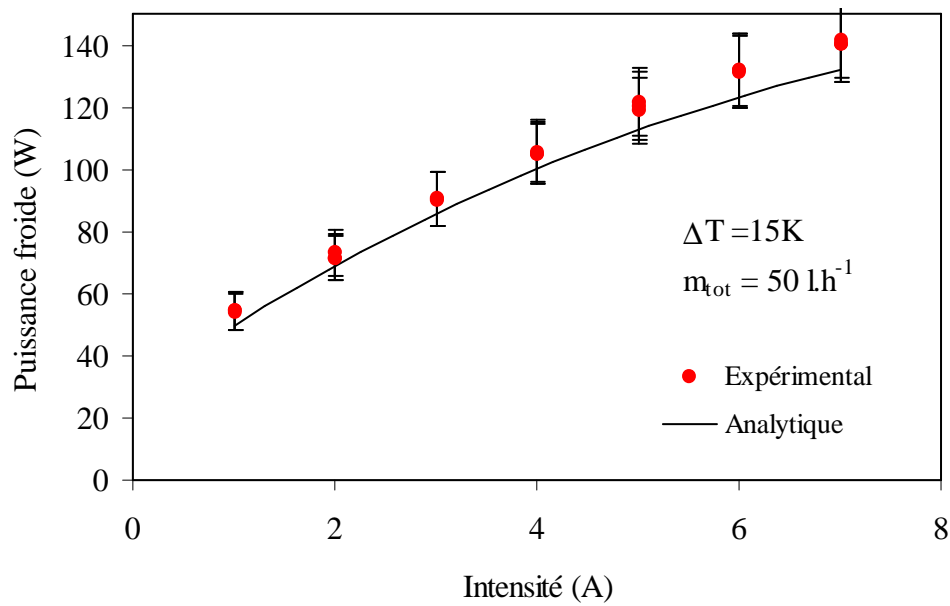


Figure V-38 : fonction 1 (mode rafraîchissement) : Evolution de la puissance froide en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K

V.6.3 Mode chauffage (fonction 2)

Les résultats que nous présentons maintenant correspondent à la configuration innovante utilisée selon la fonction 2 (voir figure V-30). Quatre modules thermoélectriques sont en cascade avec un transfert par conduction via l'échangeur de chaleur entre les deux modules thermoélectriques du centre. Les résultats expérimentaux sont systématiquement inférieurs à ceux obtenus analytiquement (figures V-39 à V-42). Nous pouvons expliquer ce phénomène :

- d'une part par les incertitudes de mesure,
- d'autre part, par les simplifications effectuées au niveau du modèle analytique concernant le transfert de chaleur par conduction au niveau de l'échangeur central (résistance de constriction et conductivité équivalente).

En considérant les incertitudes, les résultats expérimentaux coïncident néanmoins avec les résultats analytiques ce qui nous autorise à valider notre modèle pour la fonction 2 de la configuration innovante.

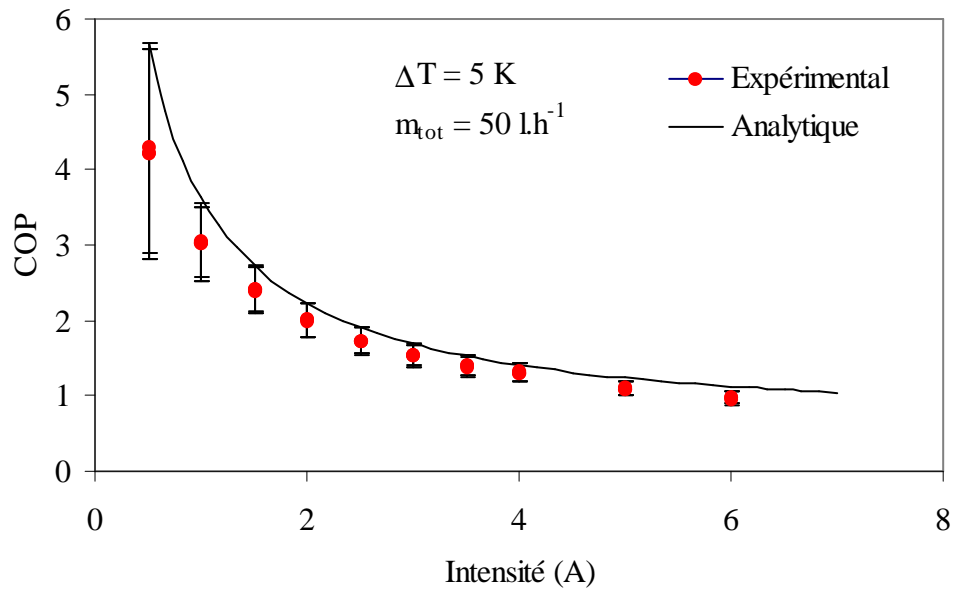


Figure V-39 : fonction 2 : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 5 K

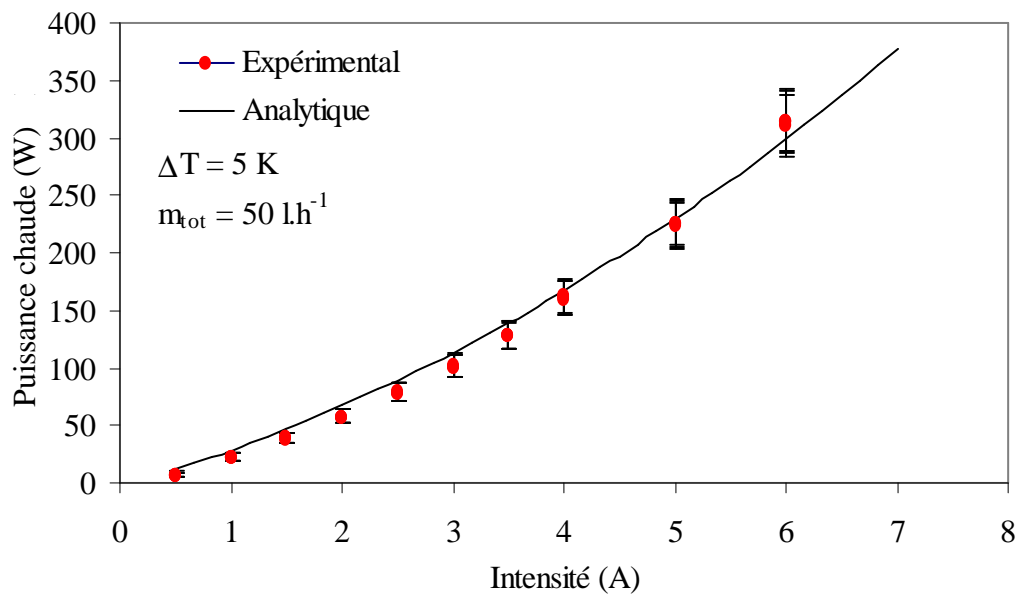


Figure V-40 : Fonction 2 : Evolution de la puissance chaude en fonction de l'intensité pour une différence de température de 5 K

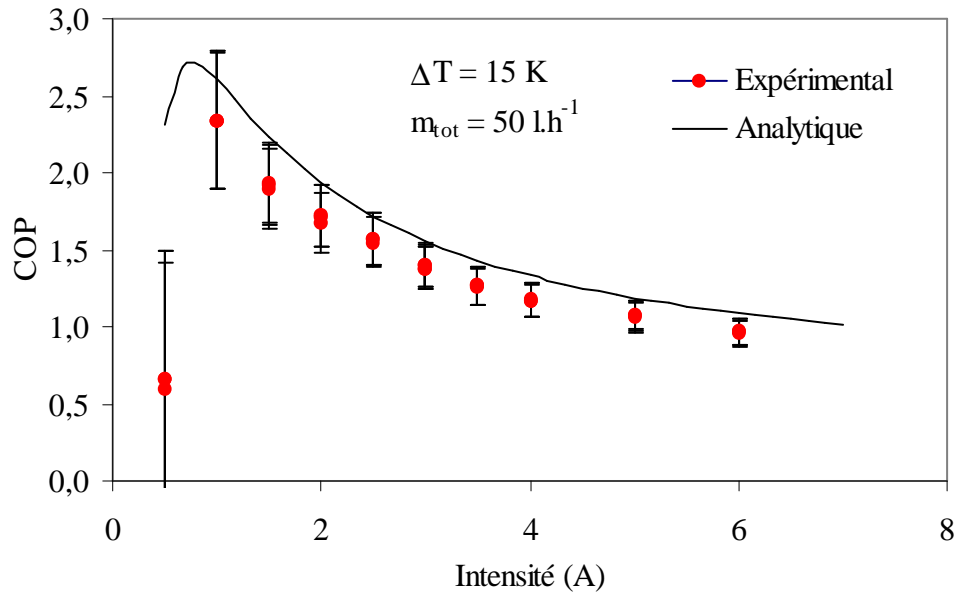


Figure V-41 : fonction 2 : Evolution du COP en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K

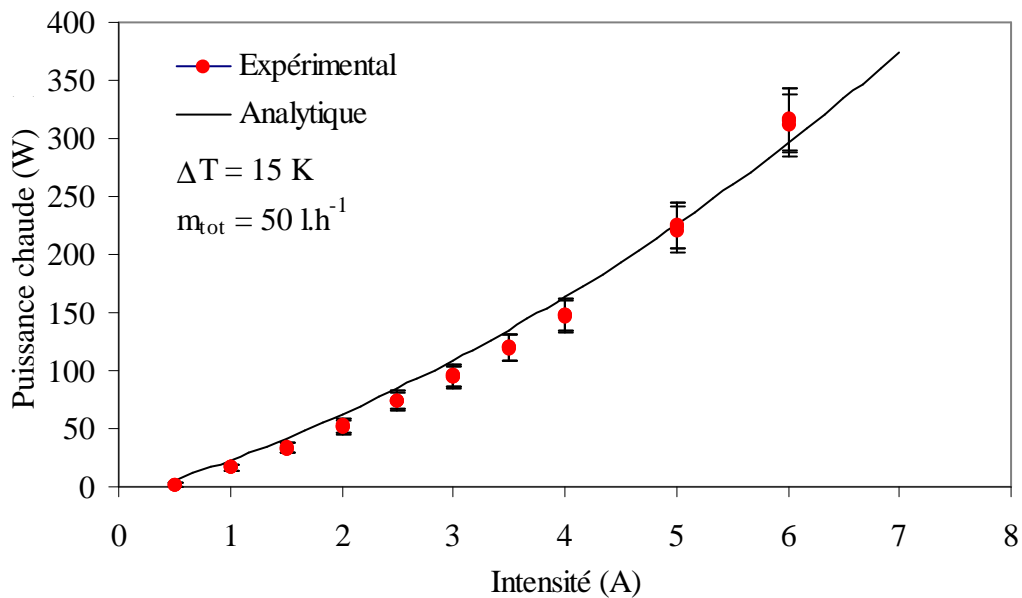


Figure V-42 : Fonction 2 : Evolution de la puissance chaude en fonction de l'intensité pour une différence de température de 15 K

Le tableau V-5 présente les performances optimales obtenues avec les fonctions 1 et 2 de la configuration innovante. Nous constatons un écart important entre le COP maximal obtenu analytiquement et expérimentalement pour une différence de 5 K avec la fonction 2. Nous pouvons expliquer cet écart par la puissance chaude à laquelle ce COP correspond.

En effet, la puissance optimale pour une différence de température de 5 K est de 4 W pour le modèle analytique. Cette puissance est extrêmement faible et notre banc d'essais n'est pas adapté pour réaliser des mesures représentatives dans cette zone de fonctionnement. Pour les autres différences de température (10 K et 15 K) les résultats analytiques et expérimentaux sont similaires.

Les COP maximaux obtenus avec la fonction 2 sont globalement plus élevés que ceux obtenus avec la fonction 1 excepté pour le résultat expérimental avec une différence de température de 5 K. Enfin, nous observons des puissances optimales bien plus faibles pour la fonction 2 que pour la fonction 1.

Ces résultats valident l'intérêt d'une mise en cascade via la conduction au sein de l'échangeur central pour produire de manière optimale de faibles puissances thermiques utiles.

Globalement, les puissances optimales sont très faibles. Cela est dû au fait que notre étude expérimentale porte sur une unité élémentaire réduite. Il serait possible de multiplier les puissances optimales en multipliant le nombre de modules thermoélectriques en parallèle entre les échangeurs.

		<i>Configuration innovante (fonction 2)</i>			<i>Configuration innovante (fonction 1)</i>		
		<i>COP max à 50 l.h⁻¹</i>			<i>COP max à 50 l.h⁻¹</i>		
		<i>Expérimental</i>	<i>Analytique</i>	<i>% d'écart</i>	<i>Expérimental</i>	<i>Analytique</i>	<i>% d'écart</i>
ΔT	5	4,30	7,94	45,84	5,97	6,00	0,50
	10	3,10	3,80	18,51	2,95	3,02	2,32
	15	2,34	2,70	13,33	2,06	2,15	4,19
		<i>Puissance optimale (W)</i>			<i>Puissance optimale (W)</i>		
		<i>Expérimental</i>	<i>Analytique</i>	<i>% d'écart</i>	<i>Expérimental</i>	<i>Analytique</i>	<i>% d'écart</i>
ΔT	5	7,31	4,00	82,75	13,08	14,35	8,85
	10	11,00	12,00	8,33	25,97	29,24	11,18
	15	16,54	16,90	2,13	55,79	56,46	1,19

Tableau V-5 : Comparaison des performances optimales obtenues avec les deux fonctions de la configuration innovante

V.7 Conclusion

Un prototype d'échangeur a été réalisé afin d'effectuer une étude expérimentale d'une pompe à chaleur thermoélectrique. Ces échangeurs en cuivre ont été réalisés par une méthode d'électroérosion.

Un banc d'essai expérimental a été entièrement réalisé au sein du laboratoire. Ce banc de mesure offre la possibilité d'effectuer :

- des mesures de températures de fluides et de parois d'échangeurs
- de perte de charges
- de débits

A l'aide de ces mesures, une étude expérimentale des échangeurs et de différentes configurations de pompes à chaleur thermoélectriques a pu être réalisée. L'étude expérimentale des échangeurs a permis d'analyser l'évolution de leur résistance thermique en fonction du débit dans le cas d'un chauffage sur une seule face et sur les deux faces. Les résultats ont montré une évolution cohérente de la résistance thermique en fonction du débit (courbe du type 1/x). La mesure de la perte de charges réelle de l'échangeur a été rendue compliquée de par la nécessité de positionner les capteurs exactement au niveau de l'entrée et de la sortie de l'échangeur. Nous avons donc opéré en deux temps avant de déduire les pertes

de charges réelles. Les faibles incertitudes de mesure et les coefficients de déterminations proches de 1 valident cette méthode.

Les résultats obtenus concernant l'étude expérimentale des échangeurs présentent des pourcentages d'écart relativement faibles avec les résultats analytiques. Nous pouvons donc valider :

- le modèle de perte de charges,
- le modèle de transfert de chaleur.

L'étude expérimentale de différentes configurations de pompes à chaleur thermoélectriques a, en tout premier lieu, montré la faisabilité de ce type de système. En effet, la totalité des résultats obtenus montrent un fonctionnement normal du système. Ensuite, l'analyse des résultats a montré que les COP maximaux obtenus sont relativement élevés. Les pompes à chaleur thermoélectriques sont réputées pour leurs mauvais coefficients de performances. Ces résultats sont donc encourageants.

La comparaison des différentes configurations de la pompe à chaleur thermoélectrique a montré l'intérêt :

- de la mise en cascade directe de modules thermoélectriques pour l'amélioration du COP maximal,
- de la configuration innovante par rapport à la configuration classique.

En effet, cette configuration présente l'intérêt d'offrir des COP similaires ou supérieurs, de nécessiter moins d'échangeurs, moins de circulateurs et d'engendrer moins de pertes de charges.

Les résultats expérimentaux obtenus pour les différentes configurations de pompes à chaleur présentent une incertitude élevée pour les faibles valeurs d'intensité. Néanmoins, les courbes expérimentales d'évolution du COP et des puissances thermiques en fonction de l'intensité que ce soit en mode chauffage ou rafraîchissement traduisent un comportement cohérent du système. Finalement, les résultats analytiques et expérimentaux d'évolution du COP et de la puissance utile en fonction de l'intensité sont similaires.

Cette étude expérimentale de la pompe à chaleur thermoélectrique permet de valider :

- le modèle thermoélectrique,
- l'intérêt de la cascade directe,
- l'intérêt de la configuration innovante,
- l'intérêt de la mise en cascade de module thermoélectrique via la conduction dans un échangeur.

Afin d'affiner cette étude, il serait intéressant de réaliser des essais pour des pompes à chaleur thermoélectriques plus puissantes afin de limiter les incertitudes. Le banc que nous avons mis en place permet également de réaliser des scénarios de fonctionnement en faisant évoluer les températures des fluides de manière contrôlée. Une étude de la régulation du système permettant un fonctionnement systématique à COP maximal pourrait donc être envisageable. Enfin, nous n'avons pas réalisé d'étude sur la recherche du COP système maximal en intégrant les pertes de charges. Une telle étude implique la recherche de l'intensité et du débit optimal ce qui rend la manipulation plus compliquée.

Chapitre VI

Couplage du GCRI au bâtiment

VI.1 Introduction

Au cours des chapitres précédents, nous avons élaboré un système de pompe à chaleur thermoélectrique basé sur une gestion optimale et sur une optimisation des performances du générateur de chaleur et de rafraîchissement innovant (GCRI).

Ce chapitre présente l'intégration du GCRI au bâtiment par une intégration du modèle analytique à l'environnement TRNSYS, dans le but d'évaluer les performances annuelles pour différentes localisations et différentes configurations de logement.

Dans un premier temps, nous allons aborder la question du mode d'intégration de notre système au logement. Deux configurations peuvent être envisagées :

- centralisée,
- décentralisée.

Dans un second temps, nous étudions l'intérêt de la mise en cascade directe de modules thermoélectriques en confrontant le surcoût d'investissement au bénéfice engendré en terme de COP annuel.

Nous présenterons également un exemple de dimensionnement détaillé du GCRI avec une évaluation précise des performances et du coût de conception.

Enfin, nous terminerons ce chapitre en proposant des perspectives potentielles au travail de couplage du système dans le bâtiment.

VI.2 L'intégration du GCRI dans le logement

Deux options peuvent être envisagées pour l'intégration du générateur de chaleur et de rafraîchissement innovant dans le logement. Le GCRI peut être placé de manière :

- centralisée dans un local dédié
- décentralisée dans chaque pièce du logement

Les conséquences de ce choix sont importantes en termes de connectique, de maintenance, de pertes thermiques en ligne ou encore de pertes de charges.

VI.2.1 Configuration centralisée

La figure VI-1 présente une configuration centralisée où le GCRI est placé dans un local/coffre dédié. L'effet utile est distribué dans les pièces selon les besoins et via une régulation. Dans ce cas, les conduites dédiées au chauffage ou au rafraîchissement d'une pièce doivent parfois parcourir une longue distance avant d'aboutir dans la pièce visée. Des pertes thermiques en lignes, ainsi que des pertes de charges supplémentaires pour le côté utile, sont alors inévitables. Une plus grande puissance de chauffe doit alors être affectée aux pièces les plus éloignées de la chaufferie. Cependant, il faut prendre en compte le fait que les pièces précédentes reçoivent une partie de ce flux thermique. Ce flux doit être déduit de leur besoin en puissance. Le besoin en puissance de chaque pièce est donc fonction de celui de toutes les autres. Une installation de ce type engendre donc de nombreux problèmes au niveau de la régulation.

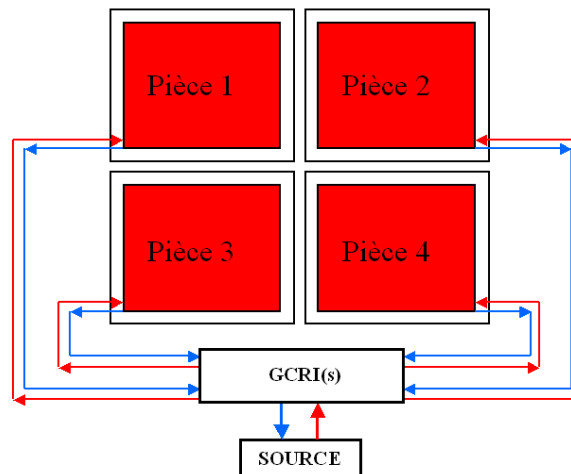


Figure VI-1: Schéma de la configuration centralisée du GCRI

L'avantage certain d'une configuration centralisée vient de la simplicité du réseau hydraulique côté source. En effet un seul réseau est nécessaire comme l'illustre la figure VI-2.

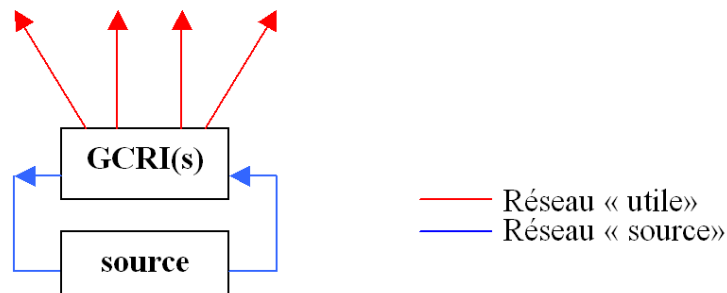


Figure VI-2 : Réseau source et utile d'une configuration centralisée

D'un point de vue économique une configuration centralisée semble être intéressante du fait d'une maintenance des modules facilitée. Cependant le nombre important d'électrovannes ou pompes de circulation des fluides caloporteurs augmentera la consommation électrique.

VI.2.2 Configuration décentralisée

Dans une configuration décentralisée (figure VI-3), chaque pièce se voit affecter un GCRI, installé dans un coffre. Chaque pièce est équipée d'un réseau dédié diffusant la puissance utile. L'avantage d'une telle configuration vient de la facilité à gérer chaque pièce indépendamment des autres en matière de confort thermique. De plus, le réseau utile n'a pas à effectuer un trajet de raccordement. Les pertes thermiques en lignes sont donc limitées en comparaison à une configuration centralisée. En revanche, une configuration décentralisée engendre une augmentation des pertes de charges côté source.

En outre, la panne éventuelle d'un module thermoélectrique ou un problème dans le réseau d'effet utile n'ont de conséquences que pour la pièce munie du GCRI en question.

L'intégration d'un générateur de chaleur ou de froid est rendue possible du fait du caractère silencieux du système que nous proposons. En effet, il est impossible d'envisager une telle décentralisation pour un système thermodynamique à compression.

Enfin, l'installation d'un émetteur de chaleur implique la pose d'un coffre par zone de surface rayonnante pour la gestion du réseau hydraulique. De ce fait, il est aisé d'installer les GCRI au sein de ce coffre.

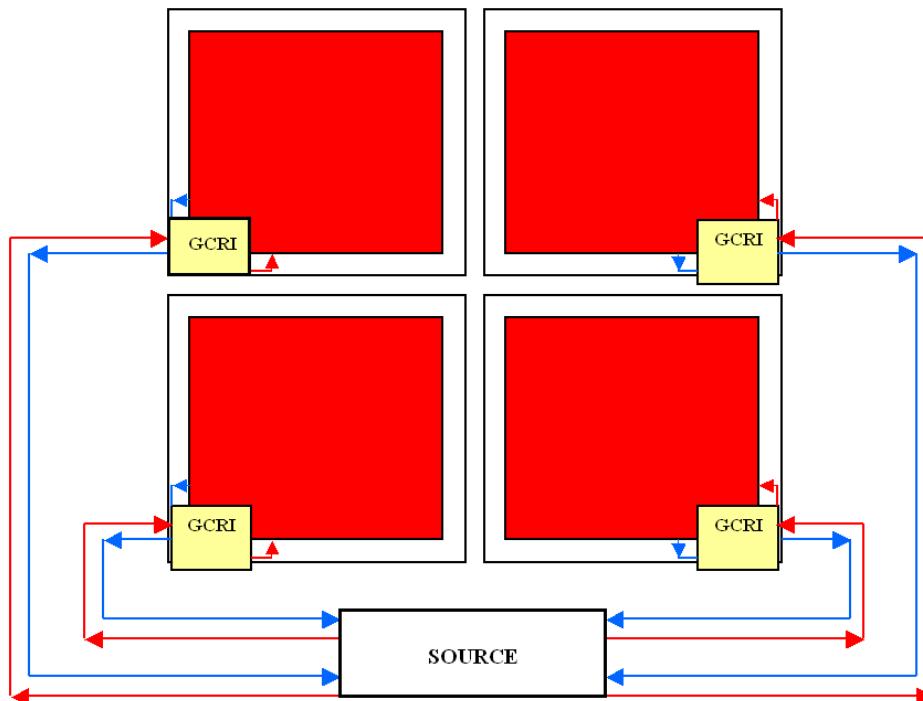


Figure VI-3 : Schéma de la configuration décentralisée du GCRI

VI.2.3 Configuration partiellement décentralisée

Au vu des avantages et inconvénients présentés pour les configurations centralisée et décentralisée, il semble qu'une solution intéressante réside dans un compromis entre ces deux configurations. En effet il est opportun de disposer les GCRI en fonction de l'agencement des pièces et de ne pas s'orienter vers une configuration du tout centralisé ou tout décentralisé. Des coffres peuvent être disposés judicieusement dans le logement. Chaque coffre est composé d'un GCRI associé à une surface rayonnante, et chaque GCRI est dimensionné en fonction des besoins de puissance et de température lui étant associés (figure VI-4).

Les surfaces rayonnantes associées à un GCRI seront logiquement définies en fonction de leur type d'occupation. A titre d'exemple, il est intéressant de diviser le logement en 3 zones :

- une zone dite de « jour » correspondant aux pièces à vivre (salon, cuisine),
- une zone dite de « nuit » correspondant aux chambres à coucher,
- une zone pour la salle de bain et les WC.

L'intérêt d'une telle séparation du logement repose sur deux éléments. Le premier est que chacune de ces zones possède des températures de consigne spécifiques différentes. Ainsi, un GCRI dimensionné et géré de manière optimale pour une zone de jour ne l'est pas forcément pour les autres zones.

VI.3 Couplage du modèle analytique à TRNSYS

Dans la partie qui suit, nous présentons la méthode employée pour effectuer le couplage entre le modèle analytique du GCRI et l'environnement TRNSYS.

VI.3.1 Principe général

Le principe du couplage du GCRI avec un bâtiment repose sur l'exploitation des données météorologiques fournies par TRNSYS. Le couplage consiste à transférer le besoin de puissance du bâtiment, que ce soit pour le chauffage ou le rafraîchissement, ainsi que la température de consigne déterminé sous TRNSYS, vers le modèle analytique. Le modèle détermine alors les conditions opératoires (débit, nombre d'unités thermoélectriques, intensité électrique) selon le critère d'optimisation retenu (*figure VI-5*). La géométrie d'échangeur considéré pour cette étude est celle présentée dans le chapitre V, à savoir celle du prototype.

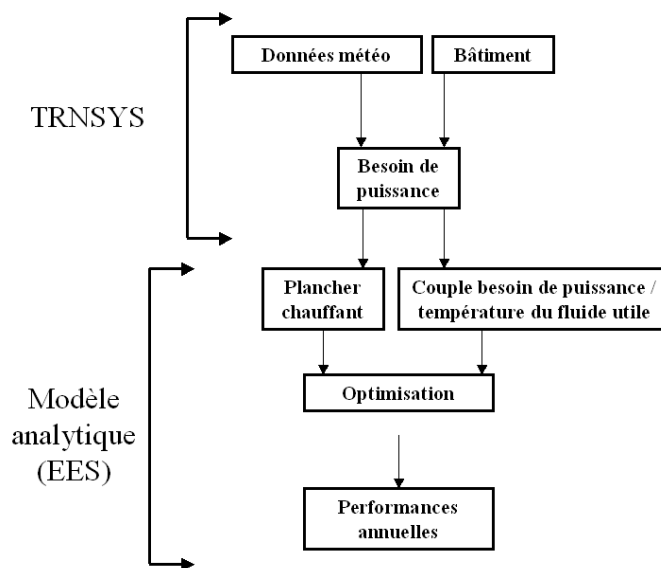


Figure VI-5: Principe du couplage du modèle analytique au bâtiment

VI.3.2 Modèle analytique de l'émetteur

Les caractéristiques du plancher chauffant considérées pour ce couplage correspondent à celles du plancher Thermacome développé par ACOME. Le diamètre hydraulique est de 13 mm avec un pas de pose entre chaque tube de 10 cm. Les résistances thermiques du plancher sont celles indiquées au chapitre III de cette thèse (III.2.2.3) :

- $0,29 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$ en mode chauffage,
- $0,30 \text{ m}^2.\text{KW}^{-1}$ en mode rafraîchissement.

Ces résistances intègrent la conduction thermique dans le sol et le rayonnement dans la pièce à chauffer ou refroidir. Les pertes de charges dans le plancher sont calculées en négligeant les pertes singulières. Dans un premier temps, nous déterminons les mètres linéaires (longueur) de tube par le biais de la surface de la pièce (S^{bat}) et du pas de pose (Pas) en négligeant les coudes.

$$M_L = \frac{S^{bat}}{Pas} \quad [VI.1]$$

Les pertes de charges en régime laminaire sont alors calculées comme suit [Darcy 1857]:

$$\Delta P_{plan} = \frac{64}{Re_{plan}} \frac{\rho M_L v_{plan}}{2D_{plan}} \quad [VI.2]$$

En régime turbulent, nous appliquons la relation suivante [Petukhov 1970]:

$$\Delta P_{plan} = \frac{\sqrt{0,79Ln(Re_{plan}) - 1,64} \rho M_L (v_{plan})^2}{2D_{plan}} \quad [VI.3]$$

La puissance mécanique nécessaire à la circulation du fluide dans l'émetteur est :

$$(\phi_{meca})_{plan} = \frac{\dot{m}_{plan} \Delta P_{plan}}{\rho_{eau}} \quad [VI.4]$$

La température du fluide circulant dans le plancher est calculée via la puissance de chauffage ou de rafraîchissement et la température de l'air de la pièce :

Mode chauffage :

$$T_{utile} = T_{pièce} + (\phi_{utile})_{tot} R_{plan} \quad [VI.5]$$

Mode rafraîchissement :

$$T_{utile} = T_{pièce} - (\phi_{utile})_{tot} R_{plan} \quad [VI.6]$$

VI.3.3 Modèle du bâtiment

Le logiciel TRANSYS est utilisé pour réaliser le couplage entre le modèle analytique et le bâtiment. Deux bâtiments, identiques d'un point de vue architectural, mais ayant des propriétés thermiques (isolation, fenêtres) différentes, ont été étudiés. Ces bâtiments sont constitués de 3 zones pour une surface totale de 100 m² :

- la zone dite de nuit (40 m²),
- la zone de jour (50 m²),
- la salle de bain (10 m²).

La hauteur sous plafond dans la totalité du logement est fixée à 2,70 m. La configuration globale du logement est représentée par la figure VI-6. Les caractéristiques thermiques des deux bâtiments sont résumées dans le tableau VI-1.

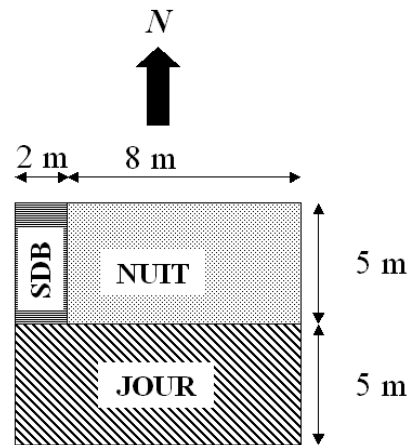


Figure VI-6 : Configuration globale du logement

	Bâtiment 1			Bâtiment 2		
	Zone Jour	Zone Nuit	Zone SDB	Zone Jour	Zone Nuit	Zone SDB
Surface (m ²)	50	40	10	50	40	10
Fenêtre S (m ²)	8	-	-	5	-	-
Fenêtre N (m ²)	-	-	-	-	-	-
Fenêtre O (m ²)	2	-	1,6	2	-	0,4
Fenêtre E (m ²)	4	4	-	4	4	-
Type de fenêtre	Double - $U^* = 1,4 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ - $g^{**} = 0,589$			Simple - $U = 5,74 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ - $g = 0,87$		
Mur extérieur	Epaisseur : 0,355 m - $U = 0,339 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$			Epaisseur : 0,215 m - $U = 0,625 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$		
Dalle	Epaisseur : 0,345 m - $U = 0,834 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$			Epaisseur : 0,345 m - $U = 0,834 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$		
Mur intérieur	Epaisseur : 0,074 m - $U = 0,652 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$			Epaisseur : 0,074 m - $U = 0,652 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$		
Toit	Epaisseur : 0,4 m - $U = 0,233 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$			Epaisseur : 0,340 m - $U = 0,359 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$		

* Coefficient de déperdition thermique

** facteur solaire

Tableau VI-1 : Caractéristique thermique des deux bâtiments

Le bâtiment 1 possède de très bonnes propriétés thermiques et a donc une consommation énergétique relative au chauffage très réduite (10-20 kWh.m².an⁻¹). Le second bâtiment est moins performant et sa consommation énergétique annuelle moyenne varie de 50 à 80 kWh.m².an⁻¹ suivant la localisation géographique considérée.

La figure VI-7 décrit l'évolution des températures de consignes par zone sur une journée.

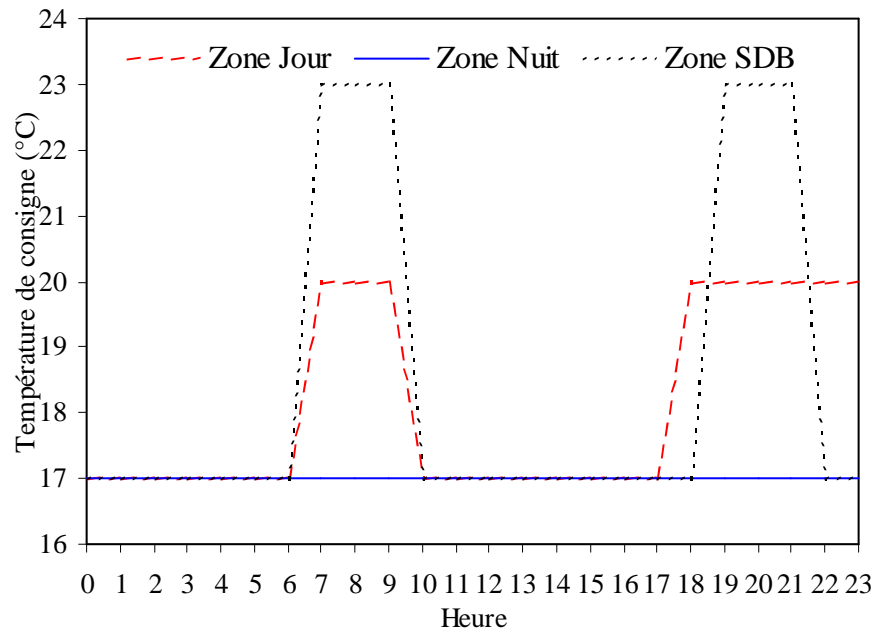


Figure VI-7 : Evolution des températures de consignes par zone sur 24 h

VI.3.4 Simulations

Pour réaliser les simulations, chaque zone est traitée indépendamment. Un GCRI y est associée. Le pas de temps des simulations est d'une heure. Du fait de l'optimisation des conditions opératoires sur chaque pas de temps, les calculs sont relativement longs (8761 calculs d'optimisation par zone).

Les deux échangeurs aux extrémités du GCRI possèdent une surface d'échange totale allouée à un module thermoélectrique plus importante que les autres échangeurs du fait d'un transfert de chaleur sur une seule de leurs faces.

Le nombre total d'échangeurs nécessaires varie avec le besoin de puissance. Nous avons rencontré des problèmes de convergence du fait de la variabilité de la position des échangeurs se trouvant aux extrémités. Nous avons donc décidé de ne pas les différencier des autres échangeurs du système. A l'instar des échangeurs au cœur du système, nous avons également divisé par deux leur surface d'échange (figure VI-8).

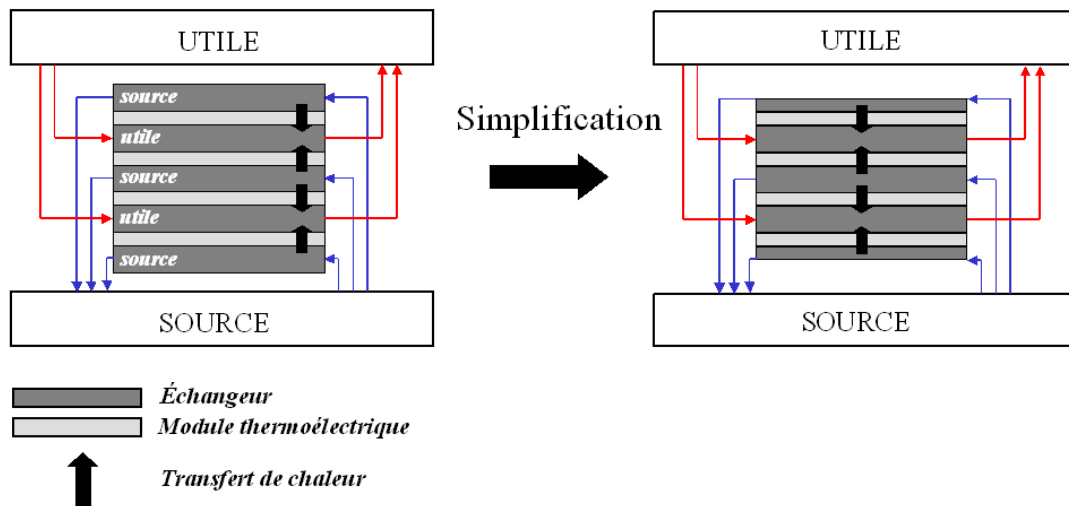


Figure VI-8 : Simplification du modèle au niveau des échangeurs aux extrémités

Le modèle analytique que nous avons développé ne nous a pas permis d'effectuer des simulations annuelles en adaptant la configuration du GCRI (cascade-parallèle) pour répondre de manière optimale au besoin de puissance et de température à chaque pas de temps.

Pour cette raison, toutes les simulations annuelles que nous allons présenter sont réalisées au moyen d'un fonctionnement en parallèle exclusivement (*figure VI-9*). Néanmoins nous présentons à la fin de ce chapitre un dimensionnement précis du GCRI où nous mettons en évidence tout l'intérêt du fonctionnement en cascade ainsi que de la modularité du système.

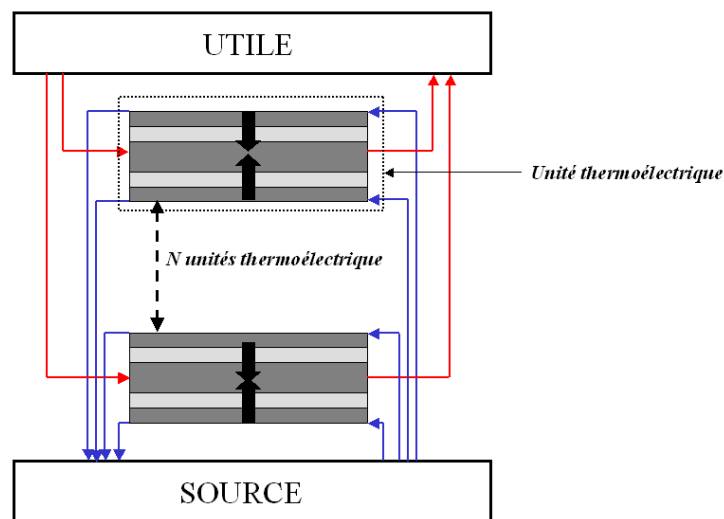


Figure VI-9 : Représentation du GCRI couplé à TRNSYS

Le dimensionnement du GCRI repose sur la puissance totale nécessaire à la zone à laquelle il est associé. Pour chaque pas de temps, le modèle détermine :

- la puissance optimale délivrée par une unité thermoélectrique du GCRI,
- le nombre d'unités thermoélectriques,
- le nombre d'échangeurs,
- le débit de circulation dans chaque échangeur.

$$(\phi_{utile})_{tot} = \sum_{j=1}^{j=N^{UT}} \phi_{utile}^{UT} \quad [VI.7]$$

$$N^{UT} = \frac{(\phi_{utile})_{tot}}{\phi_{tot}^{UT}} \quad N \in \square \quad [VI.8]$$

Deux modules (ou ensemble de modules) thermoélectriques sont associés à chaque échangeur sur chacune de ses faces. Nous obtenons donc :

$$(N_{ech})_{utile} = \frac{(\phi_{tot})_{utile}}{2\phi_{utile}} \quad (N_{ech})_{utile} \in \square \quad [VI.9]$$

$$(N_{ech})_{source} = (N_{ech})_{utile} + 1 \quad (N_{ech})_{source} \in \square \quad [VI.10]$$

$$(\dot{m}_{ech})_{utile} = \frac{(\dot{m}_{utile})_{tot}}{(N_{ech})_{utile}} \quad [VI.11]$$

$$(\dot{m}_{ech})_{source} = \frac{(\dot{m}_{source})_{tot}}{(N_{ech})_{source}} \quad [VI.12]$$

Pour les résultats présentés dans ce chapitre, le débit côté source est identique à celui côté utile.

La consommation mécanique induite par les pertes de charges dans la totalité des échangeurs est déterminée de la manière suivante :

$$(\phi_{meca-utile})_{tot} = \sum_{j=1}^{j=(N_{ech})_{utile}} (\Delta P_{ech})_{utile}(n) \frac{(\dot{m}_{ech})_{utile}(n)}{\rho_{eau}} \quad [VI.13]$$

$$(\phi_{meca-source})_{tot} = \sum_{j=1}^{j=(N_{ech})_{source}} (\Delta P_{ech})_{source}(n) \frac{(\dot{m}_{ech})_{source}(n)}{\rho_{eau}} \quad [VI.14]$$

$$(\phi_{meca})_{tot} = (\phi_{meca-utile})_{tot} + (\phi_{meca-source})_{tot} \quad [VI.15]$$

La consommation électrique nécessaire à l'alimentation des modules thermoélectriques (MT) est déterminée de la manière suivante :

$$(\phi_{elec})_{tot} = \sum_{j=1}^{j=N^{MT}} \phi_{elec}^{MT} \quad [VI.16]$$

Trois COP différents peuvent être utilisés comme critère d'optimisation, à savoir :

- le COP thermoélectrique intégrant uniquement la consommation électrique pour alimenter les modules thermoélectriques,
- le COP du GCRI intégrant la consommation électrique pour l'alimentation des modules thermoélectriques et la consommation mécanique induite par les pertes de charges dans les échangeurs,
- le COP du système complet intégrant la consommation électrique pour l'alimentation des modules thermoélectriques, la consommation mécanique induite par les pertes de charges dans les échangeurs et la consommation mécanique induite par les pertes de charges dans le plancher chauffant.

$$COP^{TE} = \frac{(\phi_{utile})_{tot}}{(\phi_{elec})_{tot}} \quad [VI.17]$$

$$COP^{GCRI} = \frac{(\phi_{utile})_{tot}}{(\phi_{elec})_{tot} + (\phi_{meca})_{tot}} \quad [VI.18]$$

$$COP^{syst} = \frac{(\phi_{utile})_{tot}}{(\phi_{elec})_{tot} + (\phi_{meca})_{tot} + (\phi_{meca})_{plan}} \quad [VI.19]$$

Nous ne nous intéressons pas dans cette partie au COP thermoélectrique, celui-ci n'ayant pas de réel intérêt.

La réglementation en matière de pompe à chaleur est basée sur le COP du système et n'intègre pas les pertes de charges dans l'émetteur [CEN 2007]. Par conséquent, nous nous intéressons dans un premier temps à l'optimisation du COP du GCRI.

L'optimisation via le COP du système complet sera abordée en tant que perspective à la fin de ce chapitre.

L'optimisation du COP du GCRI repose sur sa maximisation par le biais de l'intensité électrique à fournir aux modules thermoélectriques. La vitesse de circulation sous le plancher est dans un premier temps fixée au maximum, à savoir 1m.s^{-1} . Cette vitesse représente un débit total sous le plancher de 477 l.h^{-1} en partant de l'hypothèse que le plancher est constitué d'une seule boucle de diamètre intérieur 13 mm. La valeur de débit critique pour l'échangeur au-delà de laquelle le COP se dégrade du fait de perte de charges et donc d'une consommation mécanique devenue trop importante est d'environ 215 l.h^{-1} pour une gamme de températures moyennes du fluide allant de 18 à 26 °C. C'est donc le débit maximal admissible sous le plancher qui est limitant tant que le nombre d'échangeurs utiles est supérieur à 2.

Les simulations de couplage avec le bâtiment sont réalisées pour trois villes de France :

- Montpellier,
- Paris,
- Rennes.

Les résultats obtenus pour la ville de Rennes étant très proches de ceux obtenus pour la ville de Paris, nous ne les présenterons pas.

La température source est fixée à 12 °C.

Le modèle analytique ayant servi à ces simulations annuelles est disponible en annexe de ce document (annexe IV).

VI.4 Résultats de l'optimisation du COP du GCRI

Deux grandes configurations du GCRI sont testées afin de valider le choix effectué concernant le nombre de modules thermoélectriques à placer entre deux échangeurs (IV.2.3.2).

- Configuration 1 : deux modules thermoélectriques en cascade directe entre deux échangeurs
- Configuration 2 : un module thermoélectrique entre deux échangeurs (*figure VI-10*)

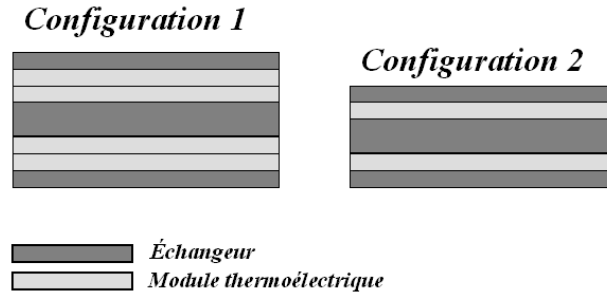


Figure VI-10 : Représentation des configurations 1 et 2

Au moyen du calcul d'un COP annuel du GCRI pour ces deux configurations, nous confrontons l'amélioration du COP engendrée par la mise en cascade directe de deux modules thermoélectriques au surcoût d'investissement en termes de modules et d'échangeurs que cela induit.

Le calcul du COP annuel correspond au rapport de la totalité de la puissance thermique fournie à la zone ou au logement sur la totalité de la consommation électrique ayant permis d'engendrer cette puissance thermique. 8761 calculs (correspondant aux 8761 heures d'une année) sont effectués :

$$COP_{annuel}^{GCRI} = \sum_{n=1}^{n=8761} \frac{(\phi_{utile})_{tot}(n)}{(\phi_{elec})_{tot}(n) + (\phi_{meca})_{tot}(n)} \quad [VI.20]$$

Pour cette première série de simulations, nous considérons également un unique circuit hydraulique par zone pour l'émetteur.

VI.4.1 Maximisation du COP du GCRI pour la configuration 1

Nous étudions dans un premier temps la configuration 1 (deux modules thermoélectriques en cascade directe entre les échangeurs).

Les différents tableaux de résultats que nous allons présenter dans cette partie indiquent :

- la consommation annuelle pour le chauffage,
- le nombre d'heures de chauffage par an,
- le COP annuel du GCRI,
- le COP annuel du système induit par la maximisation du COP du GCRI,
- le nombre d'échangeurs utiles et sources et de modules thermoélectriques maximum nécessaires au système (correspondant au besoin de chauffage maximal sur l'année).

VI.4.1.1 Bâtiment 1

Le tableau VI-2 présente les pertes de charges pour le plancher chauffant ainsi que la consommation mécanique qu'elles induisent. Ces résultats étant invariants d'une ville à l'autre et d'un bâtiment à l'autre, ils ne sont pas présentés dans le tableau VI-3. Le tableau VI-2 illustre également la perte de charges maximale par échangeur ainsi que la consommation mécanique correspondante. Les deux chiffres présentés pour le nombre d'échangeurs

correspondent respectivement au nombre d'échangeurs parcourus par le fluide utile et au nombre d'échangeurs parcourus par le fluide source.

PARIS	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle (kWh.m ² .an ⁻¹)	20,4	10,3	35,9
Heures de chauffage	1892	1741	1866
COP annuel GCRI	2,47	3,76	2,11
COP annuel système	1,84	1,92	1,82
COP annuel total GCRI		2,59	
COP annuel total système		1,85	
Nombre d'échangeurs maximum	35+36	27+28	8+9
Nombre de modules thermoélectriques maximum	140	108	32
Perte de charge max émetteur (bar)	5,5	4,5	1,1
Consommation mécanique max émetteur (W)	74	60	15
Perte de charges max par échangeur (bar)	0,1	0,1	0,1
Consommation mécanique max par échangeur (W)	1,71	1,71	1,71
DeltaT max (entrée sortie) (K)	3,3	1,3	1,2

Tableau VI-2 : Performances annuelles du bâtiment 1 pour la configuration 1 après optimisation du COP GCRI pour la ville de Paris

MONTPELLIER	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle (kW.m ²)	5,5	3,3	16,72
Heure de chauffage	700	757	926
COP annuel GCRI	2,62	4,04	2,17
COP annuel système	1,75	1,7	1,85
COP annuel total GCRI		2,68	
COP annuel total système		1,76	
Nombre d'échangeur maximum	30+31	23+24	7+8
Nombre de modules thermoélectriques maximum	120	92	28
DeltaT max (entrée sortie) (K)	2,6	1,0	1,0

Tableau VI-3 : Performances annuelles du bâtiment 1 pour la configuration 1 après optimisation du COP GCRI pour la ville de Montpellier

Les consommations mécaniques induites par les échangeurs sont infimes en comparaison à celles de l'émetteur. Les très fortes pertes de charges (entre 1 et 5 bars) pour l'émetteur sont dues à la vitesse de 1m.s⁻¹ que nous imposons.

La pièce la plus consommatrice par mètre carré quelle que soit la ville considérée est la salle de bain (35,9 kWh.m².an⁻¹ pour Paris et 16,72 kWh.m².an⁻¹ pour Montpellier), vient ensuite la zone de jour et enfin, celle de nuit. Par ailleurs, pour les deux villes, le COP annuel du GCRI est le plus faible pour la salle de bain (2,11 pour Paris et 2,17 pour Montpellier), puis vient le COP pour la zone de jour et enfin pour les chambres. Le système doit assurer une température maximale de la pièce à 23 °C pour la salle de bain, à 20 °C pour la zone jour et à 17 °C pour la zone nuit. Par conséquent, la température moyenne du fluide utile sur l'année sera logiquement plus élevée pour la salle de bain que pour la zone jour et encore plus que pour la zone nuit (*ces températures sont disponibles en annexes IV*). La différence de température entre le fluide source et le fluide utile est donc la plus élevée pour la salle de bain, d'où des COP annuels du GCRI plus faibles.

Le débit est constant dans l'émetteur, la différence de température entre l'entrée et la sortie est donc la plus élevée pour la zone jour puis la zone nuit et enfin la salle de bain. En effet la différence de température entre l'entrée et la sortie est directement fonction du besoin de puissance totale de la zone considérée.

Les COP annuels du GCRI sont les plus élevés à Montpellier. Les besoins de puissance étant plus faibles, la différence de température entre les fluides caloporteurs est donc moins élevée. De manière générale, les COP obtenus pour le GCRI sont très bons (supérieur à 2 et même à 3 pour la zone nuit) et permettent d'envisager une commercialisation du système.

Quelle que soit la ville considérée, le nombre de modules thermoélectriques et donc d'échangeurs nécessaires au fonctionnement du GCRI pour le besoin maximal de chauffage dans l'année est relativement élevé. Néanmoins, il est important de confronter ce résultat à la faible taille d'un module thermoélectrique (5,5 cm * 5,5 cm). Si nous considérons la ville de Paris, le besoin est d'environ 3 modules thermoélectriques par mètre carré pour la zone jour qui occupe 50 m². Le besoin est semblable pour la zone nuit et la salle de bain.

Il existe une importante différence entre le COP du GCRI que nous optimisons et le COP annuel résultant pour le système complet. Le COP annuel du système inclut la consommation mécanique du fluide dans l'émetteur. Il est donc bien inférieur à celui du COP annuel du GCRI. L'évolution des COP annuels du système par ville est inverse à celle du COP du GCRI. En effet, la vitesse sous le plancher est la même pour toutes les zones et pour les deux villes. La consommation mécanique est donc également la même pour chacune des villes. Par conséquent, plus le besoin de puissance sera faible, plus l'impact de la consommation mécanique sera important, d'où un COP annuel du système le plus faible pour la ville de Montpellier.

Cette conclusion est très importante dans une optique d'industrialisation d'un tel système pour des bâtiments à faible consommation énergétique. L'optimisation du générateur seul trouve ses limites avec la baisse de la consommation des logements. Bien que les normes actuelles sur les pompes à chaleur portent essentiellement sur le générateur, l'intégration de l'émetteur dans le processus d'optimisation semble être un élément fondamental dans une optique d'intégration du système à des bâtiments basse consommation.

VI.4.1.2 Bâtiment 2

La différence entre le premier et le second bâtiment vient d'une consommation énergétique annuelle plus importante pour ce dernier. Les résultats montrent des COP annuels inférieurs pour le bâtiment 2 en comparaison au premier bâtiment (*tableaux VI-4 et VI-5*). Les besoins de puissance sont plus élevés, les températures du fluide utile le sont donc également ce qui impacte le COP annuel du GCRI. L'évolution des résultats d'une ville à l'autre est la même que pour le bâtiment 1. L'analyse pour le bâtiment 2 entre les différentes zones et villes considérées reste donc la même que celle effectuée pour le bâtiment 1.

Un constat intéressant vient des résultats de COP annuel sur le système complet (intégrant les pertes de charges sous le plancher), qui sont supérieurs pour le bâtiment 2. Le COP annuel total pour la ville de Paris est de 1,93 dans le bâtiment 2 et de 1,85 dans le bâtiment 1. Ce résultat trouve là encore son explication dans les besoins de puissance. Le bâtiment 2 nécessite un besoin de chauffage plus important que le premier bâtiment et possède un débit de circulation dans le plancher identique à celui du bâtiment 1. Par conséquent, l'impact de la

consommation mécanique sur le COP annuel total du système est moindre, d'où un résultat supérieur à celui du bâtiment 1.

PARIS	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle (kWh.m ⁻² .an ⁻¹)	91,66	55,3	115,4
Heures de chauffage	4618	4301	4428
COP annuel GCRI	2,13	2,95	2,12
COP annuel système	1,84	2,19	1,89
COP annuel total GCRI		2,3	
COP annuel total système		1,93	
Nombre d'échangeurs maximum	57+58	37+38	10+11
Nombre de modules thermoélectriques maximum	228	148	40
DeltaT (entrée sortie) (K)	5,5	2,4	1,7

Tableau VI-4 : Performances annuelles du bâtiment 2 pour la configuration 1 après optimisation du COP GCRI pour la ville de Paris

MONTPELLIER	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle (kWh.m ⁻² .an ⁻¹)	49	31,9	64,3
Heures de chauffage	3031	3025	2732
COP annuel GCRI	2,23	3,02	2,09
COP annuel système	1,85	2,16	1,85
COP annuel total GCRI		2,41	
COP annuel total système		1,93	
Nombre d'échangeurs maximum	55+56	35+36	11+12
Nombre de modules thermoélectriques maximum	220	140	44
DeltaT (entrée sortie) (K)	4,9	2,2	1,6

Tableau VI-5 : Performances annuelles du bâtiment 2 pour la configuration 1 après optimisation du COP GCRI pour la ville de Montpellier

VI.4.2 Maximisation du COP du GCRI pour la configuration 2

Les résultats présentés pour la configuration 1 mettent en évidence le nombre important de modules thermoélectriques nécessaires pour répondre au besoin de puissance du logement dans les deux villes étudiées. Nous avons montré au cours de notre travail, que l'association en cascade directe de modules thermoélectriques engendrait une amélioration du COP pour des conditions de températures données. En contrepartie, la puissance optimale correspondante sera plus faible.

Afin de valider l'intérêt de cette association en cascade de deux modules thermoélectriques entre les échangeurs, il est maintenant nécessaire d'effectuer la même série de simulations que précédemment avec un unique module thermoélectrique entre les échangeurs (configuration 2) (voir figure VI-10). Les résultats obtenus sont présentés dans les tableaux VI-6 et VI-7 pour le bâtiment 1 et dans les tableaux VI-8 et VI-9 pour le bâtiment 2. Les valeurs concernant la différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide dans le plancher sont les mêmes que celles présentées dans la partie VI.4.1.

VI.4.2.1 Bâtiment 1

PARIS	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle (kWh.m ⁻² .an ⁻¹)	20,4	10,36	36
Heures de chauffage	1899	1882	1866
COP annuel GCRI	2,06	3,12	1,86
COP annuel système	1,6	1,73	1,63
COP annuel total GCRI		2,18	
COP annuel total système		1,64	
Nombre d'échangeurs maximum	27+28	16+17	5+6
Nombre de modules thermoélectriques maximum	54	32	10

Tableau VI-6 : Performances annuelles du bâtiment 1 pour la configuration 2 après optimisation du COP GCRI pour la ville de Paris

MONTPELLIER	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle (kWh.m ⁻² .an ⁻¹)	5,45	3,32	16,72
Heures de chauffage	700	757	928
COP annuel GCRI	2,2	3,35	1,88
COP annuel système	1,63	1,55	1,15
COP annuel total GCRI		2,27	
COP annuel total système		1,44	
Nombre d'échangeurs maximum	22+23	13+14	5+6
Nombre de modules thermoélectriques maximum	44	32	10

Tableau VI-7 : Performances annuelles du bâtiment 1 pour la configuration 2 après optimisation du COP GCRI pour la ville de Montpellier

VI.4.2.2 Bâtiment 2

PARIS	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle (kWh.m ⁻² .an ⁻¹)	91,6	55,27	115,4
Heures de chauffage	4618	4301	4428
COP annuel GCRI	1,77	2,42	1,87
COP annuel système	1,56	1,89	1,69
COP annuel total GCRI		1,93	
COP annuel total système		1,66	
Nombre d'échangeurs maximum	32+33	21+22	6+7
Nombre de modules thermoélectriques maximum	64	42	12

Tableau VI-8 : Performances annuelles du bâtiment 2 pour la configuration 2 après optimisation du COP GCRI pour la ville de Paris

MONTPELLIER	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle (kWh.m ⁻² .an ⁻¹)	49,04	31,9	64,3
Heures de chauffage	3031	3025	2732
COP annuel GCRI	1,85	2,59	1,85
COP annuel système	1,58	1,89	1,66
COP annuel total GCRI		2,02	
COP annuel total système		1,67	
Nombre d'échangeurs maximum	33+34	20+21	6+7
Nombre de modules thermoélectriques maximum	66	40	12

Tableau VI-9 : Performances annuelles du bâtiment 2 pour la configuration 2 après optimisation du COP GCRI pour la ville de Montpellier

Nous constatons que les résultats globaux obtenus pour la configuration 2 répondent aux mêmes analyses que celles effectuées pour la configuration 1. En revanche, nous observons une baisse des COP annuels du GCRI et du système, et du nombre de modules thermoélectriques nécessaire en comparaison à la précédente configuration. Si nous considérons la ville de Paris, le COP annuel du GCRI passe de 2,59 à 2,18 pour le bâtiment 1 et de 2,3 à 1,93 pour le bâtiment 2 soit une baisse d'environ 16 %.

VI.5 Analyse économique

Nous démontrons dans cette partie l'intérêt du système thermoélectrique que nous avons présenté au cours de ce travail en le comparant d'un point de vue économique à un système avec un COP de 1 (ex : convecteur électrique). Pour cette analyse, nous considérons la configuration 2. Dans un second temps, nous comparons la configuration 2 et la configuration 1 afin de déterminer ou non l'intérêt de cette dernière.

VI.5.1 Analyse économique de la configuration 2

Pour cette analyse économique, nous considérons un prix du kilowattheure électrique de 0,11€, ce qui correspond à une moyenne entre le prix en heure pleine et le prix en heure creuse. Le coût de fabrication des échangeurs à l'échelle industrielle est fixé à 15€/pièce. Ce prix a été évalué par ACOME au vu de son expérience passée dans la réalisation de ce type d'échangeur. Le coût d'achat du module thermoélectrique en grande quantité (>100 000) est estimé à 10 Euros.

L'analyse économique est basée sur le remplacement d'un système existant par le système GCRI. Le système existant considéré est un plancher chauffant alimenté en eau chaude via un chauffe-eau électrique. Le calcul est basé sur les économies annuelles engendrées par le GCRI et sur le coût d'investissement en modules thermoélectriques et en échangeurs nécessaires pour avoir un fonctionnement optimal en terme de COP du GCRI.

$$RI = \frac{\text{Coût investissement}}{\text{Économie annuelle}} \quad [\text{VI.21}]$$

Les tableaux VI-10 et VI-11 présentent les résultats de retour sur investissement obtenus pour les deux villes avec la configuration 2, respectivement pour le bâtiment 1 et pour le bâtiment 2. Nous estimons que pour être viable, un tel système doit posséder un retour sur investissement inférieur à 20 ans. Nous constatons que pour le bâtiment 1, il n'est jamais

atteint, bien qu'il soit proche de 20 ans pour la ville de Paris. Le retour sur investissement est bien plus faible et atteint au maximum 12 ans pour la ville de Montpellier pour le bâtiment 2 et 7 ans pour Paris. En effet, les économies obtenues pour la ville de Paris sont bien supérieures à celles obtenues pour Montpellier en raison d'une consommation annuelle bien plus importante. En revanche le coût d'investissement reste proche entre les deux villes. Un système thermoélectrique tel que celui que nous présentons est donc d'autant plus rentable que le logement dans lequel il est intégré consomme beaucoup d'énergie. De tels retours sur investissement associés aux COP du GCRI présentés précédemment valident l'intérêt du système.

		Bâtiment 1					
		PARIS			MONTPELLIER		
		JOUR	NUIT	SDB	JOUR	NUIT	SDB
COP annuel GCRI	Système à COP =1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	Configuration 2	2,06	3,12	1,86	2,20	3,35	1,88
Besoin en chauffage (kWh/an)		1020	414	360	273	133	167
Coût de fonctionnement par zone (€)	Système à COP =1	112,20	45,58	39,60	29,98	14,61	18,39
	Configuration 2	54,47	14,61	21,29	13,63	4,36	9,78
Coût de fonctionnement pour une maison (€)	Système à COP =1		197,38			62,98	
	Configuration 2		90,37			27,77	
Economies engendrées par la configuration 2 (€·an⁻¹)		107,02			35,21		
Nombre de modules thermoélectriques nécessaire		54	32	10	44	32	10
Nombre d'échangeurs nécessaire		55	33	11	45	33	11
Coût d'investissement en modules (€)		540	320	100	440	320	100
Coût d'investissement en échangeurs (€)		825	495	165	675	495	165
Coût d'investissement total (€)		2445			2195		
Années avant retour sur investissement		23			62		

Tableau VI-10 : Comparaison économique de la configuration 2 avec un système ayant un COP de 1 pour le bâtiment 1

		Bâtiment 2					
		PARIS			MONTPELLIER		
		JOUR	NUIT	SDB	JOUR	NUIT	SDB
COP annuel GCRI	Système à COP =1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	Configuration 2	1,77	2,42	1,87	1,85	2,59	1,85
Besoin en chauffage (kWh/an)		4580	2211	1154	2452	1276	643
Coût de fonctionnement par zone (€)	Système à COP =1	503,80	243,19	126,94	269,72	140,36	70,73
	Configuration 2	284,63	100,49	67,88	145,79	54,19	38,23
Coût de fonctionnement pour une maison (€)	Système à COP =1		873,93			480,81	
	Configuration 2		453,01			238,22	
Economies engendrées par la configuration 2 (€·an⁻¹)		420,92			242,59		
Nombre de modules thermoélectriques nécessaire		64	42	12	66	40	12
Nombre d'échangeurs nécessaire		65	43	13	67	41	13
Coût d'investissement en modules (€)		640	420	120	660	400	120
Coût d'investissement en échangeurs (€)		975	645	195	1005	615	195
Coût d'investissement total (€)		2995			2995		
Années avant retour sur investissement		7			12		

Tableau VI-11 : Comparaison économique de la configuration 2 avec un système ayant un COP de 1 pour le bâtiment 2

VI.5.2 Analyse économique de la configuration 1

La mise en cascade directe de modules thermoélectriques engendre :

- une amélioration du COP annuel du GCRI,
- une baisse de la puissance optimale.

En reprenant les résultats présentés dans la partie V.4, nous évaluons deux conséquences d'une mise en cascade directe de modules thermoélectriques.

- La baisse du COP GCRI est plus importante pour les zones de jour et de nuit (environ 16 %) que pour la salle de bain (environ 12 %). Les pourcentages d'amélioration du COP GCRI sont légèrement supérieurs pour le bâtiment 2 (de l'ordre de 1 %).
- Le pourcentage de baisse en termes de modules thermoélectriques oscille aux alentours de 70 % pour les différentes zones, quel que soit la ville ou le logement considéré.

Afin d'opter pour l'une des deux configurations, il importe maintenant de réaliser avec la configuration 1 la même analyse économique que celle effectuée avec la configuration 2.

Les tableaux VI-12 et VI-13 présentent les résultats de l'analyse économique respectivement pour les bâtiments 1 et 2, basés sur le COP annuel du GCRI. Les temps de retour sur investissement sont bien supérieurs à ceux obtenus pour la configuration 2. Si nous considérons la ville de Paris et le bâtiment 1, le temps de retour sur investissement augmente de presque 100 % si nous optons pour la configuration 1 au lieu de la configuration 2. En considérant le bâtiment 2 et la ville de Paris, soit la configuration la plus consommatrice d'énergie, le temps de retour sur investissement est tout de même inférieur à 20 ans (15 ans)

Au vu de ces résultats la configuration 1 ne semble pas réellement intéressante. Nous verrons cependant, à la fin de ce chapitre, que l'emploi de cette configuration en y imposant des limites en termes de nombre de modules thermoélectriques présente tout de même un intérêt par rapport à la configuration 2 (VI.8).

		Bâtiment 1					
		PARIS			MONTPELLIER		
		JOUR	NUIT	SDB	JOUR	NUIT	SDB
COP annuel GCRI	Système à COP =1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	Configuration 1	2,47	3,76	2,11	2,62	4,04	2,17
Besoin en chauffage (kWh/an)		1020	414	360	273	133	167
Coût de fonctionnement par zone (€)	Système à COP =1	112,20	45,58	39,60	29,98	14,61	18,39
	Configuration 1	45,43	12,12	18,77	11,44	3,62	8,48
Coût de fonctionnement pour une maison (€)	Système à COP =1		197,38			62,98	
	Configuration 1		76,32			23,53	
Economies engendrées par la configuration 1		121,07			39,44		
Nombre de modules thermoélectriques nécessaire		140	108	32	120	92	28
Nombre d'échangeurs nécessaire		71	55	17	61	47	15
Coût d'investissement en modules (€)		1400	1080	320	1200	920	280
Coût d'investissement en échangeurs (€)		1065	825	255	915	705	225
Coût d'investissement total (€)		4945			4245		
Années avant retour sur investissement		41			108		

Tableau VI-12 : Comparaison économique de la configuration 1 avec un système ayant un COP de 1 pour le bâtiment 1

		Bâtiment 2					
		PARIS			MONTPELLIER		
		JOUR	NUIT	SDB	JOUR	NUIT	SDB
COP annuel GCRI	Système à COP =1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	Configuration 1	2,13	2,95	2,12	2,23	3,02	2,09
Besoin en chauffage (kWh/an)		4580	2211	1154	2452	1276	643
Coût de fonctionnement par zone (€)	Système à COP =1	503,80	243,19	126,94	269,72	140,36	70,73
	Configuration 1	236,53	82,44	59,88	120,95	46,48	33,84
Coût de fonctionnement pour une maison (€)	Système à COP =1		873,93			480,81	
	Configuration 1		378,84			201,27	
Economies engendrées par la configuration 1		495,09			279,54		
Nombre de module thermoélectriques nécessaire		228	148	40	220	140	44
Nombre d'échangeurs nécessaire		115	75	21	111	71	23
Coût d'investissement en modules (€)		2280	1480	400	2200	1400	440
Coût d'investissement en échangeurs (€)		1725	1125	315	1665	1065	345
Coût d'investissement total (€)		7325			7115		
Années avant retour sur investissement		15			25		

Tableau VI-13 : Comparaison économique de la configuration 1 avec un système ayant un COP de 1 pour le bâtiment 2

Suite à cette comparaison entre les deux configurations, nous considérons la configuration 2 pour les prochains résultats présentés dans ce chapitre.

VI.6 Le mode rafraîchissement

Nous nous intéressons maintenant au fonctionnement en mode rafraîchissement. La particularité du mode rafraîchissement dans le cadre de notre système a déjà été énoncée au chapitre (III.3.3.2). Dans un tel mode, le GCRI puise des calories dans un milieu où la température est plus chaude (*température de consigne de la pièce*) que celle du milieu dans lequel elles sont dissipées (*température du fluide source*). La méthode employée consiste à utiliser le maximum de modules thermoélectriques défini par le dimensionnement en mode chauffage afin de répondre au besoin en alimentant les modules thermoélectriques avec la plus faible intensité possible.

La figure VI-11 présente l'évolution du COP du GCRI en fonction du nombre d'échangeurs parcourus par le fluide utile et pour différents besoins de puissance. Un nombre croissant d'échangeurs signifie un nombre croissant de modules thermoélectriques. Par conséquent, plus le nombre de modules thermoélectriques est élevé, plus l'intensité à fournir pour répondre à une puissance donnée est faible. Nous observons donc une augmentation du COP GCRI avec l'augmentation du nombre d'échangeurs.

Nous constatons que le COP augmente pour les faibles puissances. En effet, pour un nombre d'échangeurs donné, plus le besoin de puissance est faible, plus faible est l'intensité à fournir aux modules thermoélectriques et donc meilleur est le COP.

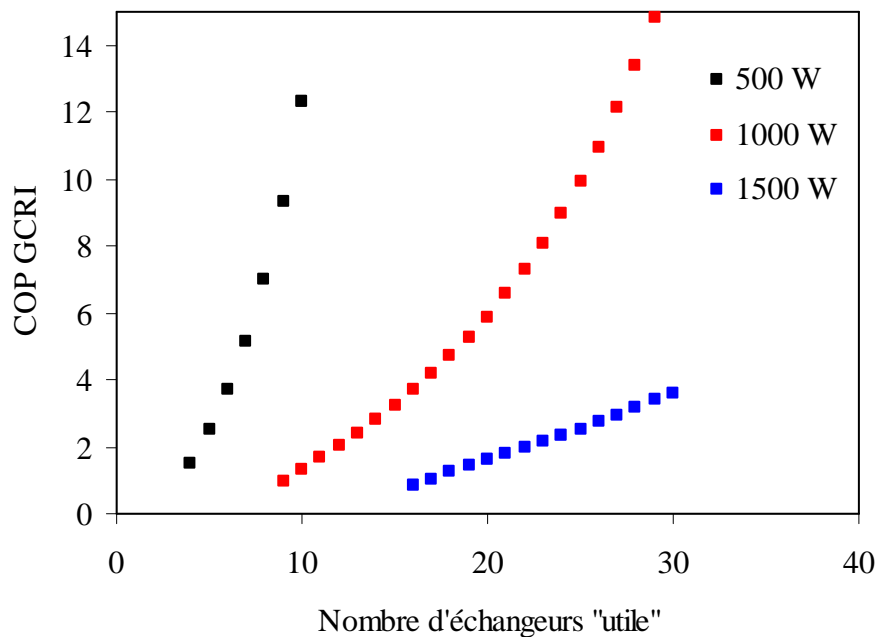


Figure VI-11 : Evolution du COP GCRI en mode rafraîchissement pour la configuration 2 en fonction du nombre d'échangeurs « utile » et pour différents besoins de puissance

En conclusion, la puissance pompée augmente avec l'intensité, et dans le même temps, cela engendre une baisse continue du COP. L'objectif est donc de travailler à la plus faible intensité possible.

VI.7 Perspectives d'optimisation

Les perspectives d'optimisation pour le couplage du GCRI au bâtiment portent essentiellement sur l'émetteur. Cet élément fait partie intégrante du système de chauffage – rafraîchissement. De ce fait, pour une optimisation générale, la configuration de l'émetteur ou bien ses paramètres géométriques tels que le diamètre des tubes ou le pas de pose, sont des éléments à prendre en considération.

VI.7.1 COP système ou COP GCRI ?

Les résultats présentés précédemment montrent qu'il existe une différence marquée entre les COP annuels du GCRI et les COP annuels du système complet obtenus lorsque nous optimisons le COP du GCRI à chaque pas de temps. La différence est due aux pertes de charges dans l'émetteur qui ne sont pas considérées dans le calcul du COP du GCRI contrairement au calcul du COP du système. Nous illustrons maintenant plus précisément cet aspect en effectuant une optimisation du COP du système complet à chaque pas de temps. Le débit ou la vitesse de circulation du fluide dans l'émetteur devient alors une variable d'optimisation au même titre que l'intensité électrique alimentant les modules thermoélectriques. Cette variable est bornée entre 86 l.h^{-1} et 477 l.h^{-1} . La valeur basse du débit correspond à une vitesse de $0,18 \text{ m.s}^{-1}$ ce qui est la limite réglementaire. Nous réalisons ce travail pour la ville de Paris, pour les deux bâtiments et pour la configuration 2 que nous venons d'étudier. Rappelons qu'à chaque zone est associé un émetteur composé d'une unique boucle de circulation.

Les tableaux VI-14 et VI-15 présentent les résultats obtenus respectivement pour les bâtiments 1 et 2.

Bâtiment 1

PARIS	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle ($\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$)	91,6	55,27	115,4
Heures de chauffage	4618	4301	4428
COP annuel GCRI	2,06	2,72	2
COP annuel système	1,83	2,41	1,92
COP annuel total GCRI		2,2	
COP annuel total système		1,98	
Nombre d'échangeurs maximum	45+46	42+43	26+27
Nombre de modules thermoélectriques maximum	180	168	104
DeltaT max (entrée sortie) (K)	5,5	2,9	1,8

Tableau VI-14 : Performances annuelles du bâtiment 1 après optimisation du COP total pour la ville de Paris

Bâtiment 2

PARIS	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle (kWh.m ⁻² .an ⁻¹)	91,6	55,27	115,4
Heures de chauffage	4618	4301	4428
COP annuel GCRI	1,72	2,26	1,72
COP annuel système	1,6	2,1	1,63
COP annuel total GCRI		1,84	
COP annuel total système		1,72	
Nombre d'échangeurs maximum	32+33	22+23	6+7
Nombre de modules thermoélectriques maximum	64	44	12
DeltaT max (entrée sortie) (K)	5,3	2,4	1,7

Tableau VI-15 : Performances annuelles du bâtiment 2 après optimisation du COP total pour la ville de Paris

Par le biais d'une optimisation du COP du système complet, nous engendrons une différence bien moins importante entre le COP du GCRI et celui du système complet que lors d'une optimisation du seul COP du GCRI.

Une optimisation du COP système provoque une baisse du COP du GCRI. En effet, le travail d'optimisation réduit le débit de circulation dans le plancher afin d'y limiter les pertes de charges et donc la consommation mécanique. Le réseau hydraulique du plancher chauffant étant directement relié à la totalité des échangeurs utiles, la réduction du débit dans ce réseau conduit à une baisse générale du débit dans les échangeurs et donc du coefficient d'échange dans les mini-canaux. Par conséquent on observe une baisse du COP annuel du GCRI.

Lorsque nous considérons le COP du système complet, l'optimal en terme de débit réside dans un compromis entre des pertes de charges limitées dans le réseau hydraulique de l'émetteur et un bon transfert convectif au niveau des échangeurs du GCRI.

Le tableau VI-16 présente une comparaison des différents COP obtenus lors d'une optimisation basée sur le COP du GCRI ou sur le COP du système. Le pourcentage d'augmentation du COP système est bien supérieur au pourcentage de baisse du COP GCRI. Nous observons une baisse du COP du GCRI plus faible pour le bâtiment 2 que pour le bâtiment 1. En effet, le besoin de puissance totale dans le bâtiment 1 est plus faible que dans le bâtiment 2. L'impact de la consommation mécanique dû aux pertes de charges dans le réseau hydraulique sous le plancher est donc très important sur le COP du système complet. Globalement, les valeurs de COP annuel du système et du GCRI lors d'une optimisation de COP du système restent relativement élevées pour un système thermoélectrique (supérieur à 1,7).

		PARIS, Bâtiment 1	PARIS, Bâtiment 2
<i>Optimisation du COP GCRI</i>	COP annuel du GCRI	2,18	1,93
	COP annuel du système	1,64	1,66
<i>Optimisation du COP système</i>	COP annuel du GCRI	2,00	1,84
	COP annuel du système	1,87	1,72
<i>% de baisse du COP annuel du GCRI</i>		8,26	4,66
<i>% d'augmentation du COP annuel du système</i>		12,30	3,49

Tableau VI-16 : Comparaison des performances après optimisation du COP GCRI et du COP total pour le bâtiment 1 à Paris

En conclusion, lors de l'optimisation d'un tel système (générateur + émetteur) le COP du système complet semble être un critère à prendre en considération. L'émetteur de chaleur dans une solution de chauffage fait partie intégrante du système. Par conséquent, ne pas prendre en considération les consommations qu'il implique risque d'entraîner un dimensionnement non optimal du système de génération de chaleur auquel il est associé.

Cette considération est d'autant plus vraie dans le cas de systèmes « plancher chauffant » installés dans des logements à faible besoin de puissance.

Il faut cependant nuancer ces résultats. Ce travail d'optimisation ne prend pas en compte la variation avec le débit du transfert convectif au sein des tubes du plancher chauffant. Nous considérons une résistance globale constante pour le plancher, depuis la température du fluide jusqu'à la température de consigne. Or, la vitesse de circulation du fluide joue un rôle dans la qualité du transfert et réduire le débit augmente la résistance thermique générale du plancher. De plus, un débit réduit entraîne également une augmentation de la différence de température du fluide entre son entrée et sa sortie dans le réseau. Cela risque de se traduire par une augmentation de la différence de température entrée-sortie du fluide dans le plancher et donc du gradient de température au niveau du sol et finalement par un certain inconfort.

VI.7.2 Influence du nombre de boucles

Une seconde stratégie d'optimisation du COP du système pourrait consister à augmenter le nombre de boucles de l'émetteur. Pour un débit total constant, nous réduisons la vitesse dans les boucles et donc la consommation mécanique totale induite par l'émetteur tout en maintenant les échanges convectifs dans les échangeurs. Par conséquent, le COP du système augmente, sans réduire celui du GCRI.

Pour étudier l'influence de ce paramètre, nous considérons la zone jour du bâtiment 1, une température de consigne de 20°C et une température source de 12°C. Les résultats que nous présentons correspondent à un besoin de puissance de 1840 W (besoin maximal). La vitesse de circulation du fluide entre les boucles est bornée entre 0,18 et 1 m.s⁻¹.

Nous constatons qu'une augmentation du nombre de boucles engendre une augmentation du COP du système mais également du COP du GCRI contrairement à l'optimisation que nous avons réalisée en VI.7.1 (figure VI-12).

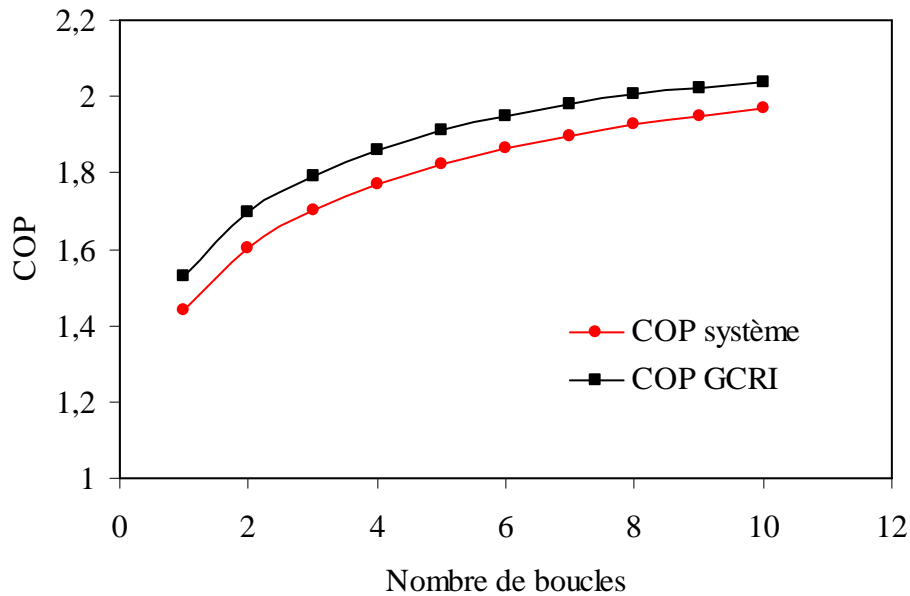


Figure VI-12 : Evolution du COP système et GCRI en fonction du nombre de boucles pour une puissance de 1840 W

Pour un débit total constant, une augmentation du nombre de boucles conduit à une réduction de la vitesse dans les boucles et donc de la consommation mécanique totale de l'échangeur. Par conséquent, lors de l'optimisation, nous constatons une augmentation du débit total avec le nombre de boucles (figure VI-13).

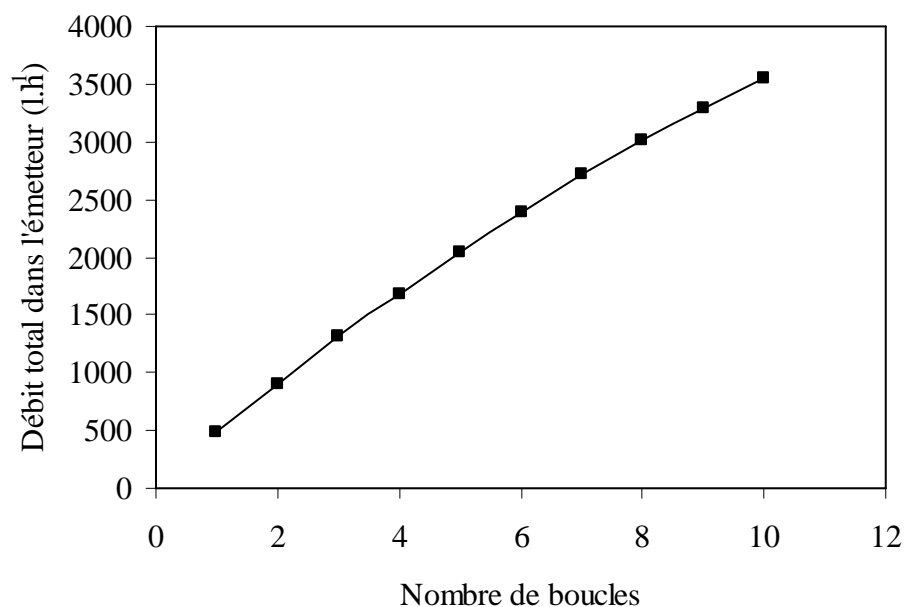


Figure VI-13 : Evolution du débit total dans l'émetteur en fonction du nombre de boucles pour une puissance de 1840 W

L'augmentation du débit total avec le nombre de boucles se traduit par une baisse de la vitesse de circulation du fluide dans ces mêmes boucles. En revanche, le débit dans les échangeurs augmente ce qui se traduit par une amélioration du transfert convectif dans le GCRI (*figure VI-14*).

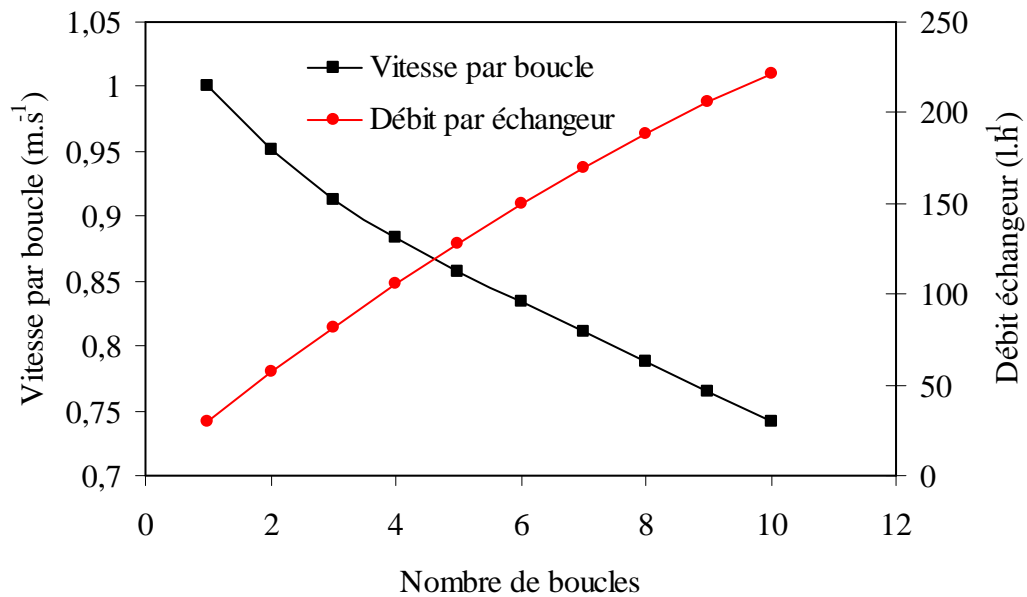


Figure VI-14 : Evolution de la vitesse par boucle et du débit par échangeur en fonction du nombre de boucles pour une puissance de 1840 W

La consommation mécanique baisse avec l'augmentation du nombre de boucles (*figure VI-15*).

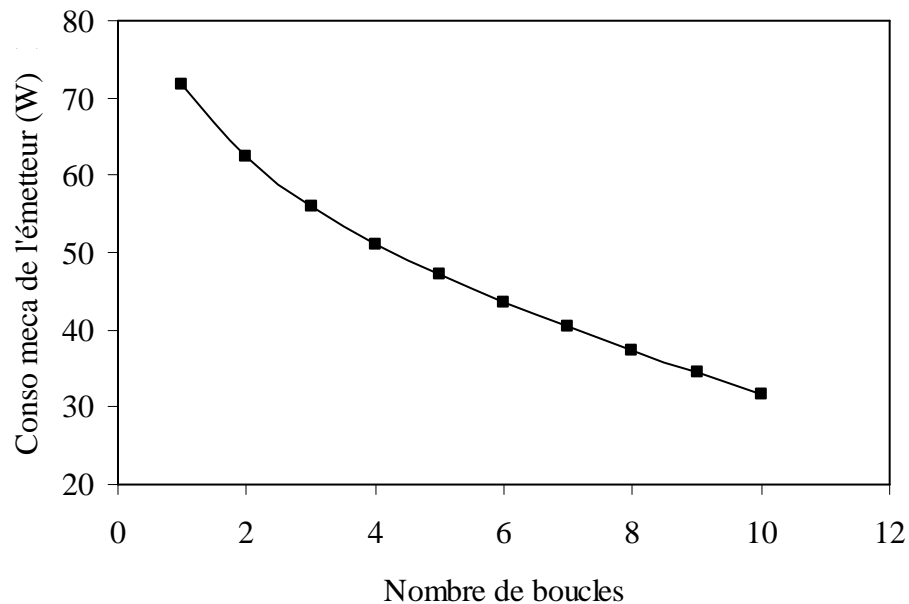


Figure VI-15 : Evolution de la consommation mécanique de l'émetteur en fonction du nombre de boucles pour une puissance de 1840 W

Enfin, une augmentation du nombre de boucles permet une amélioration de l'homogénéité de la température du sol du fait d'une différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide dans l'émetteur qui se réduit (*figure VI-16*).

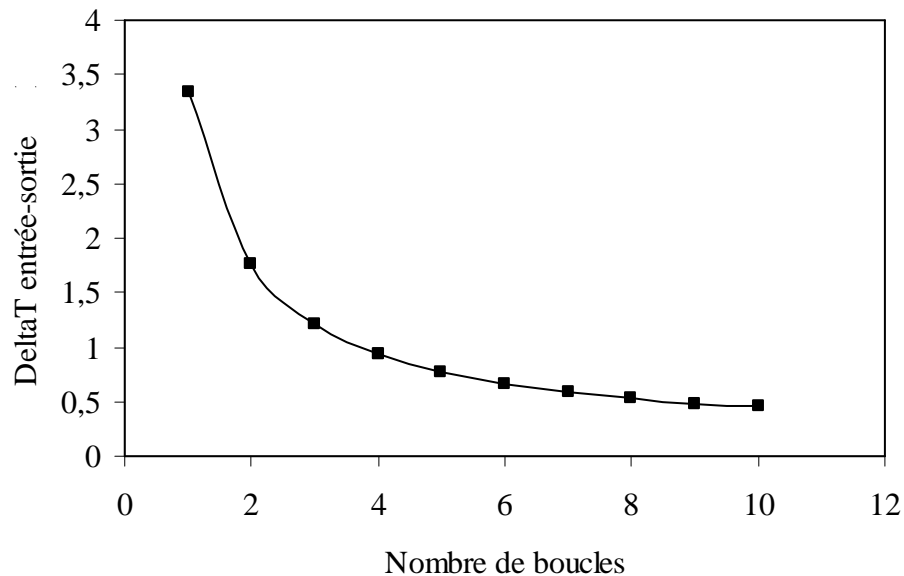


Figure VI-16 : Evolution de la différence de température du fluide entre son entrée et sa sortie dans les boucles en fonction du nombre de boucles pour une puissance de 1840 W

Les résultats que nous venons de présenter doivent là encore être nuancés du fait du coefficient d'échange considéré constant au niveau de l'émetteur.

VI.7.3 Influence des paramètres géométriques de l'émetteur

Les paramètres géométriques qu'intègre le modèle présenté précédemment sont le pas de pose et le diamètre des tubes. Ces deux paramètres jouent un rôle important dans le système notamment au niveau des pertes de charges, du transfert thermique et de l'homogénéité de la température du sol.

Cependant notre modèle n'intègre qu'une résistance globale à l'émetteur. Ainsi, le transfert thermique depuis le fluide circulant dans le réseau hydraulique jusqu'à la pièce n'est pas pris en compte de manière fine.

Afin de réaliser un travail d'optimisation sur ces deux paramètres géométriques, il est nécessaire d'ajouter au modèle les phénomènes de transferts convectifs au sein des tubes de l'émetteur ainsi que les résistances de constriction depuis le tube jusqu'à la surface du sol. L'ajout de ces deux éléments permettra de déterminer le bon compromis entre un transfert convectif efficace et des pertes de charges réduites.

Enfin, un pas de pose optimal pourrait également être déterminé. Le pas de pose agit directement sur la longueur de la boucle ainsi que sur l'homogénéité de la température du sol via la résistance de constriction. Il existe donc vraisemblablement un optimal pour ce paramètre permettant d'assurer une température relativement homogène en surface sans pour autant nécessiter une longueur de boucle trop importante.

VI.7.4 Influence de la température source sur les performances

Lors des simulations précédentes, la température du fluide source entrant dans le système était de 12°C. Afin d'analyser l'influence de cette température sur les performances du système, nous avons réalisé une simulation annuelle sur la zone jour du bâtiment 1 et 2 à Paris avec la configuration 2. Les résultats sont présentés dans le tableau VI-17.

PARIS	Zone jour, configuration 2			
	Température source : 12°C		Température source : 7°C	
	Bât 1	Bât 2	Bât 1	Bât 2
COP annuel GCRI	2,06	1,72	1,52	1,42
COP annuel système	1,83	1,6	1,44	1,35

Tableau VI-17 : Influence de la température source sur les performances annuelles de la zone jour à Paris

Une baisse de 5°C de la température source a logiquement de fortes conséquences sur les performances annuelles du système. La baisse des performances est d'environ 25% pour le bâtiment 1 et de 17 % pour le bâtiment 2. Les COP annuels du système restent néanmoins intéressants.

VI.7.5 L'alimentation fluidique des échangeurs et des émetteurs

Nous avons présenté au chapitre IV le modèle développé afin d'intégrer la distribution fluidique dans les mini-canaux au sein des échangeurs. En toute rigueur, cet aspect doit également être considéré pour la distribution fluidique à l'échelle supérieure, à savoir au niveau du GCRI mais également au niveau de l'émetteur.

Néanmoins, le problème pour l'alimentation fluidique des GCRI est différent. En effet, les collecteurs et distributeurs faisant partie intégrante des échangeurs, la problématique de la distribution doit être considérée avant la conception desdits échangeurs afin de déterminer le bon diamètre des canaux collecteur et distributeur. La gestion de l'alimentation fluidique des GCRI est plus simple. Il est relativement aisé au moyen de nourrices, de gérer avec précision l'alimentation de chaque échangeur et de s'assurer que les débits sont homogènes d'un échangeur à l'autre.

VI.8 Perspectives de réalisation à court terme

VI.8.1 Exemple d'une gestion optimisée

Le tableau VI-18 présente les résultats détaillés obtenus suite à l'optimisation du COP du système complet pour le bâtiment 1 à Paris avec la configuration 2. Il n'est pas judicieux d'alimenter électriquement tous les modules en série. En effet, avec une telle configuration, la panne d'un seul module thermoélectrique engendrerait l'arrêt complet du GCRI. Il faudra donc, en fonction de la configuration générale du GCRI, procéder à une alimentation électrique mixte en série et en parallèle.

PARIS	Zones		
	Jour	Nuit	SDB
Consommation annuelle ($\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$)	20,4	10,36	36
Heures de chauffage	1899	1882	1866
COP annuel GCRI	1,93	2,72	1,65
COP annuel système	1,8	2,52	1,56
COP annuel total GCRI		2	
COP annuel total système		1,87	
Nombre d'échangeurs maximum	25+26	14+15	5+6
Nombre de modules thermoélectriques maximum	50	28	10
DeltaT max (entrée sortie) (K)	3,3	1,8	1,2
Intensité max (A)	3,9	2,6	4,8
Intensité min (A)	1,1	1,1	1,1
Tension max (V)	9,6	6,3	11,7
Tension min (V)	2,6	2,6	2,6
Puissance électrique max (W)	37	16	55
Puissance thermique max (W)	58	36	81
Puissance mécanique max (W)	73	25	15

Tableau VI-18 : Caractéristiques détaillées du système pour le bâtiment 1 à Paris avec la configuration 2

Comme nous l'avons déjà évoqué précédemment, le modèle analytique développé n'offre pour l'instant pas la possibilité de moduler la configuration du GCRI, de manière à déterminer automatiquement la configuration la plus adaptée à un besoin de puissance et de température. De ce fait, nous procédons à un dimensionnement de façon « manuelle ».

Afin de réaliser un dimensionnement précis, nous étudions les performances optimales obtenues sur les différentes lois d'eau pour différents modes d'utilisation des modules thermoélectriques (*figure VI-17*).

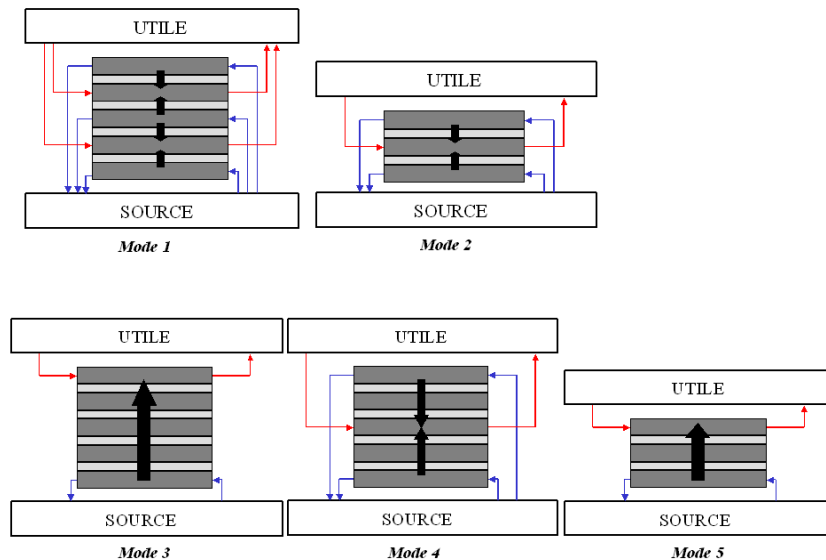


Figure VI-17 : Représentation des cinq modes de fonctionnement considérés pour le dimensionnement du GCRI (on distingue une unité thermoélectrique à cinq échangeurs et une unité thermoélectrique à trois échangeurs)

Pour réaliser ce dimensionnement nous avons limité le nombre de modules thermoélectriques à un par mètre carré. Ce chiffre est celui obtenu au moyen des simulations annuelles réalisées précédemment. Cette valeur pourrait très bien être augmentée ou réduite en fonction de diverses contraintes telles que le volume total de la machine ou encore le coût de fabrication.

Les résultats suivants, contrairement aux résultats présentés pour les simulations annuelles, prennent en considération l'influence des échangeurs aux extrémités. En effet nous avons adapté un modèle analytique à chacun des cinq modes de fonctionnement.

Nous proposons dans cette partie de réaliser le dimensionnement du GCRI pour la zone jour et pour la SDB. Les résultats de la zone nuit, étant équivalents à ceux de la zone jour pour une température de consigne de 17 °C, ne seront pas détaillés. La surface de la zone jour est de 50 m², nous limiterons donc pour le dimensionnement du GCRI le nombre de modules thermoélectriques à 50. Pour cette zone, deux lois d'eau sont à considérer :

- une première pour une température de consigne de 17 °C
- une seconde pour une température de consigne de 20 °C.

La puissance maximale nécessaire pour la zone jour est d'environ 1900 W. Les résultats sont présentés ici en terme de COP du système, obtenus par la maximisation de ce COP au moyen de l'intensité et du débit de circulation dans le plancher chauffant pour les cinq modes présentés par la figure VI-17 et pour les deux températures de consigne (*figures V-18 et VI-19*). Deux modes de fonctionnement se distinguent, à savoir le mode 3 et 5. Néanmoins, du fait de la configuration de ces deux modes de fonctionnement, il n'est pas possible de passer de l'une à l'autre sans perdre le bénéfice des deux échangeurs aux extrémités du mode 3. Le mode 4 correspond à l'association en parallèle de deux unités fonctionnant en mode 5 en réduisant toutefois par 2 la surface d'échange pour l'effet utile. Nous constatons que les résultats qu'offre ce mode 4 sont sensiblement équivalents à ceux du mode 5 bien que légèrement inférieurs. Ces résultats inférieurs s'expliquent par la présence pour le mode 4 de l'échangeur central dont la surface d'échange est réduite par 2.

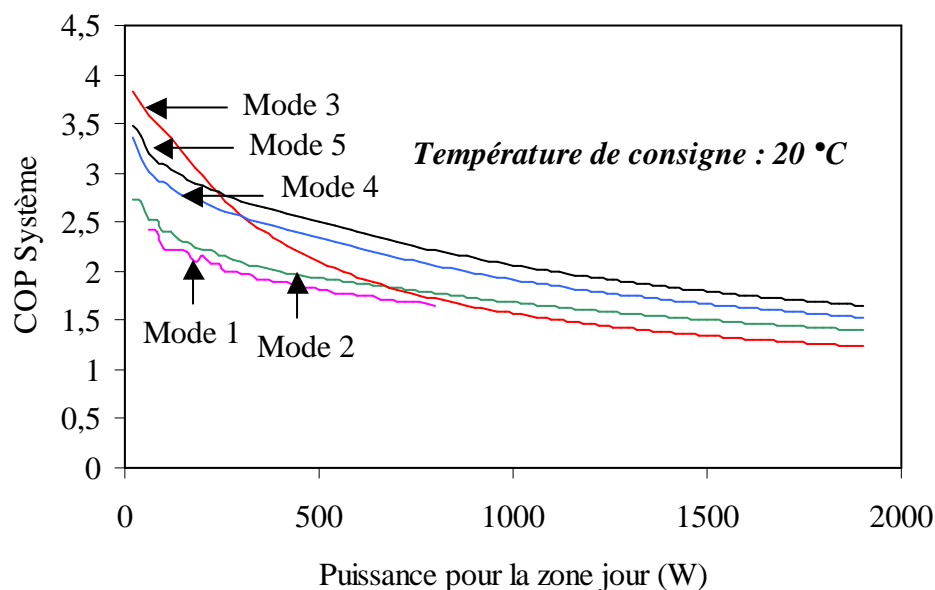
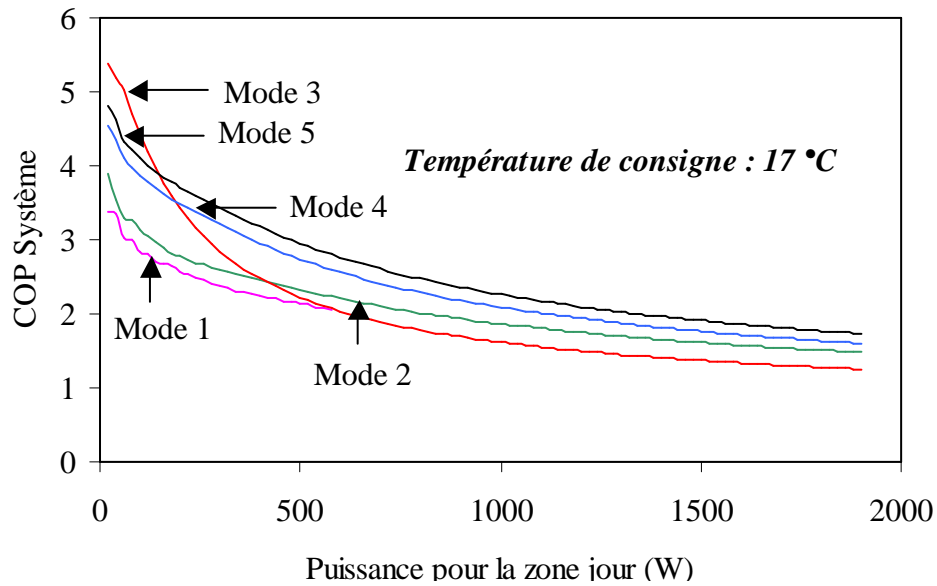
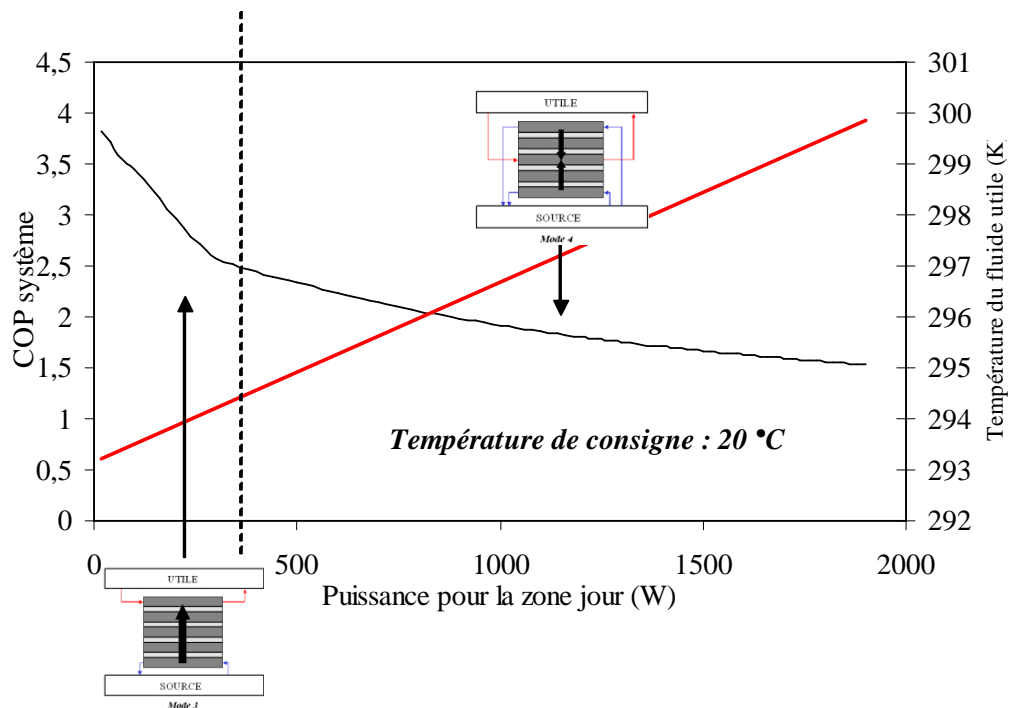


Figure VI-18 : Performances optimales pour les différents modes de fonctionnement pour la zone jour et pour une température de consigne de 20°C



Néanmoins, si nous optons pour une configuration à cinq échangeurs, nous pouvons alors utiliser facilement les modes 1, 3 et 4. Le mode 1 ne présente pas d'intérêt au vu des résultats, par contre, en jouant sur les modes 3 et 4, il est possible d'optimiser le système depuis les plus faibles besoins de puissance jusqu'aux besoins de puissance maximale (figure VI-20 et VI-21).



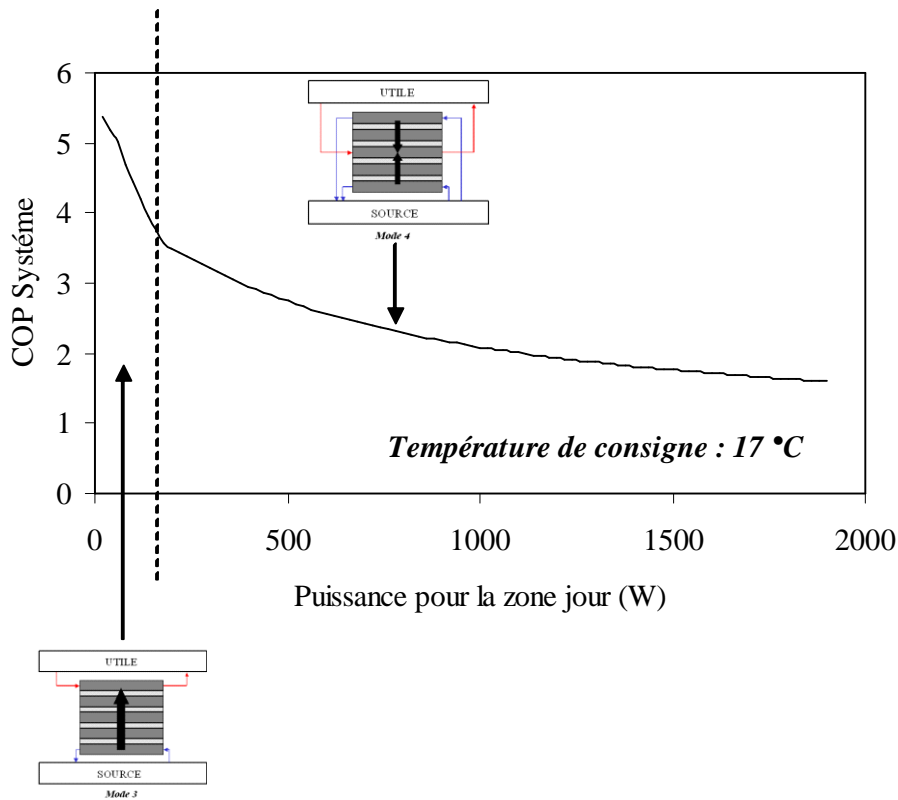


Figure VI-21 : Performances optimales pour la zone jour et la température de consigne de 17°C

Nous remarquons qu'en optant pour une unité constituée de cinq échangeurs et dont l'utilisation se fera essentiellement selon les modes 3 et 4, seul l'échangeur central et les deux échangeurs aux extrémités joue un rôle. Afin de légèrement améliorer les performances de l'unité, nous pouvons donc envisager de supprimer les deux échangeurs non utilisés pour arriver à une unité dont la configuration est illustrée par la figure VI-22.

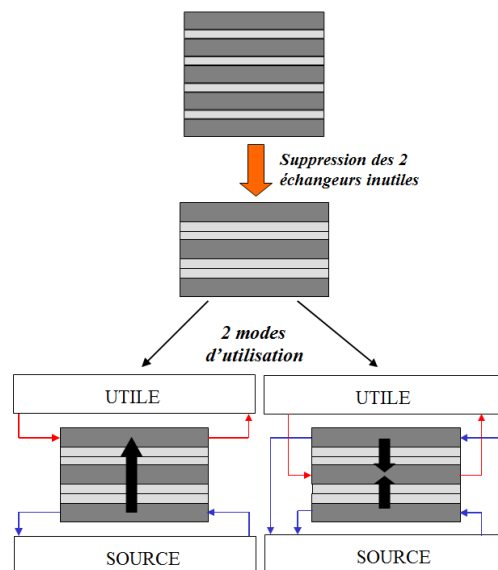


Figure VI-22 : Simplification de l'unité à 5 échangeurs en une unité à 3 échangeurs et illustration de ses deux modes de fonctionnement

Au cours de ce chapitre, nous avons montré que la mise en cascade directe de modules thermoélectriques présentait des retours sur investissement plus long qu'avec un seul module thermoélectrique entre les échangeurs (VI.5.2). Lors de cette étude, nous ne limitons pas le nombre de modules thermoélectriques. Pour travailler au COP maximal lors de la mise en cascade directe il fallait alors un nombre très élevé de modules, d'où un coût d'investissement élevé et donc un temps de retour sur investissement important. La différence fondamentale ici, est que le nombre de modules thermoélectriques est limité. Pour un nombre de modules thermoélectriques fixé, une configuration telle que celle présentée par la figure VI-22 permet de répondre aux lois d'eau de la zone, avec de meilleures performances que si un unique module thermoélectrique était placé entre deux échangeurs.

En conclusion, le GCRI de la zone jour comportera 13 unités thermoélectriques faites de 3 échangeurs que nous utiliserons selon le mode de fonctionnement 3 ou 4 et que nous associerons en parallèle pour répondre au besoin de puissance.

VI.8.2 Coût de conception de la machine

En considérant pour la zone jour un dimensionnement du GCRI sur la base d'unités faites de trois échangeurs et de 2 x 2 modules thermoélectriques, le GCRI nécessitera 13 unités et donc 52 modules thermoélectriques et 39 échangeurs. En considérant un coût du module thermoélectrique de 10€ et de l'échangeur de 15€, le coût de fabrication du GCRI est de 1105 €. La puissance maximale délivrée au cours de l'année pour la zone jour est de 1810 W, ce qui nous ramène à un coût de conception du GCRI de 0,61 €/W

Un objectif de 1€ par Watt est indispensable pour rendre le système concurrentiel vis-à-vis des systèmes thermodynamiques à compression. A titre d'exemple, une pompe à chaleur à compression est vendue pour un coût pouvant varier de 0,55 à 0,95 €/W pour un fonctionnement en mode chauffage.

Nous pouvons conclure que sur la base de prix considérée pour les échangeurs et les modules thermoélectriques, le système que nous venons de présenter semble pouvoir être mis en concurrence avec les pompes à chaleur traditionnelles.

VI.8.3 Exemple de réalisation du GCRI

Nous présentons dans cette partie une description détaillée du GCRI obtenu suite à une optimisation pour la zone jour du bâtiment 1 pour la ville de Paris. Le GCRI fonctionne avec un minimum de 12 modules thermoélectriques soit 3 unités telles que celles représentées par la figure VI-23. Pour cette raison, l'unité thermoélectrique du GCRI est constituée de 12 modules thermoélectriques et 9 échangeurs (*figure VI-23*).

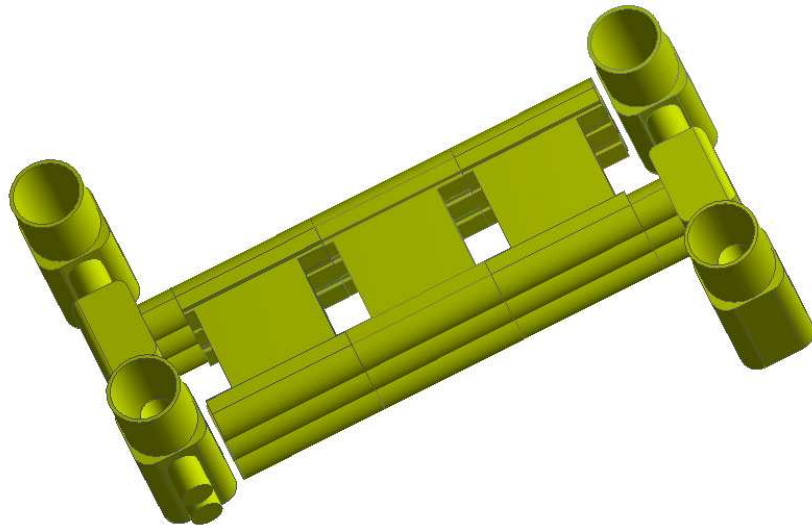


Figure VI-23 : Unité thermoélectrique du GCRI pour la zone jour du bâtiment 1 de la ville de Paris.

Nous retrouvons dans cette unité thermoélectrique l'unité de base faite de trois échangeurs et quatre modules thermoélectriques (*figure VI-24*).

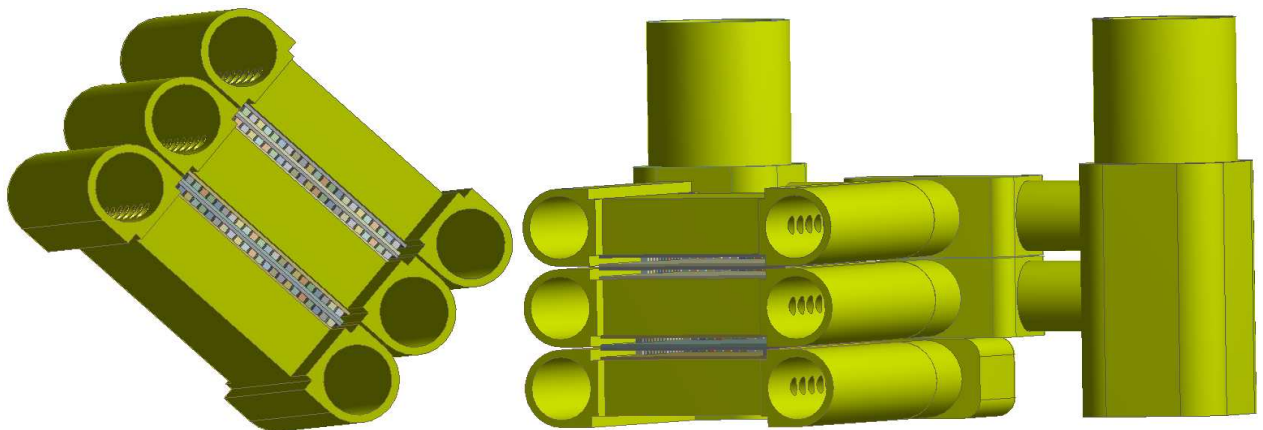


Figure VI-24 : Détail de l'assemblage de trois échangeurs

L'unité thermoélectrique est connectée à deux collecteurs et deux distributeurs principaux pour la relier au côté source et au côté utile. Les vannes sont installées au niveau des distributeurs.

En considérant trois échangeurs superposés de l'unité thermoélectrique :

- l'échangeur supérieur est relié aux distributeurs et collecteurs source et utile,
- l'échangeur central n'est relié qu'au collecteur et distributeur utile,
- l'échangeur inférieur n'est relié qu'au collecteur et distributeur source.

En effet, en fonctionnement en parallèle, l'échangeur central recevra systématiquement la puissance utile et les deux échangeurs aux extrémités puiseront la puissance source. En mode cascade, l'échangeur central ne sera plus alimenté, l'échangeur supérieur évacuera la puissance utile et l'échangeur inférieur puisera là encore la puissance source (*figure VI-25*).

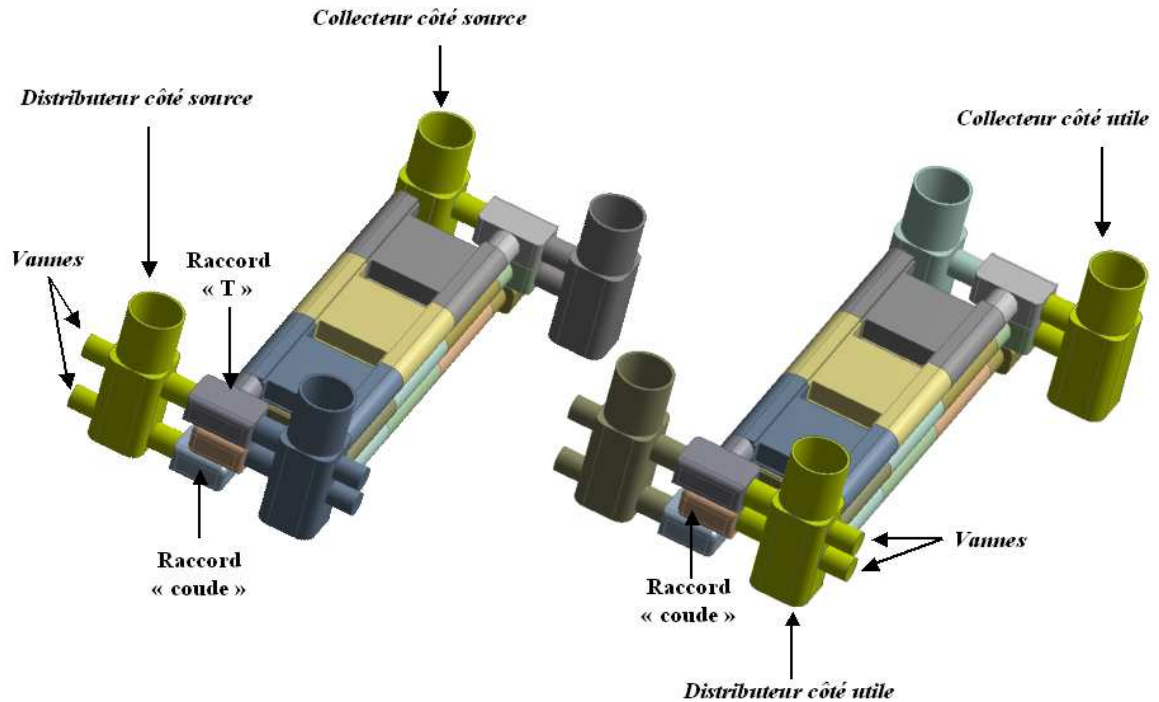


Figure VI-25 : Description de l'unité thermoélectrique

Le système final pour la zone jour du bâtiment 1 de la ville de Paris comporte 4 unités thermoélectriques de 9 échangeurs et 12 modules thermoélectriques (figure VI-26). Ce système comporte 16 vannes et 2 circulateurs. Pour un nombre de modules thermoélectriques identique (48), le système classique comporte 16 échangeurs associés à 6 modules thermoélectriques et 16 vannes. En terme de matière pour la conception des échangeurs, le système classique nécessite 2,6 fois plus de matière que le système innovant. Par ailleurs, la solution classique n'offre pas la possibilité de réaliser d'associations en cascade.

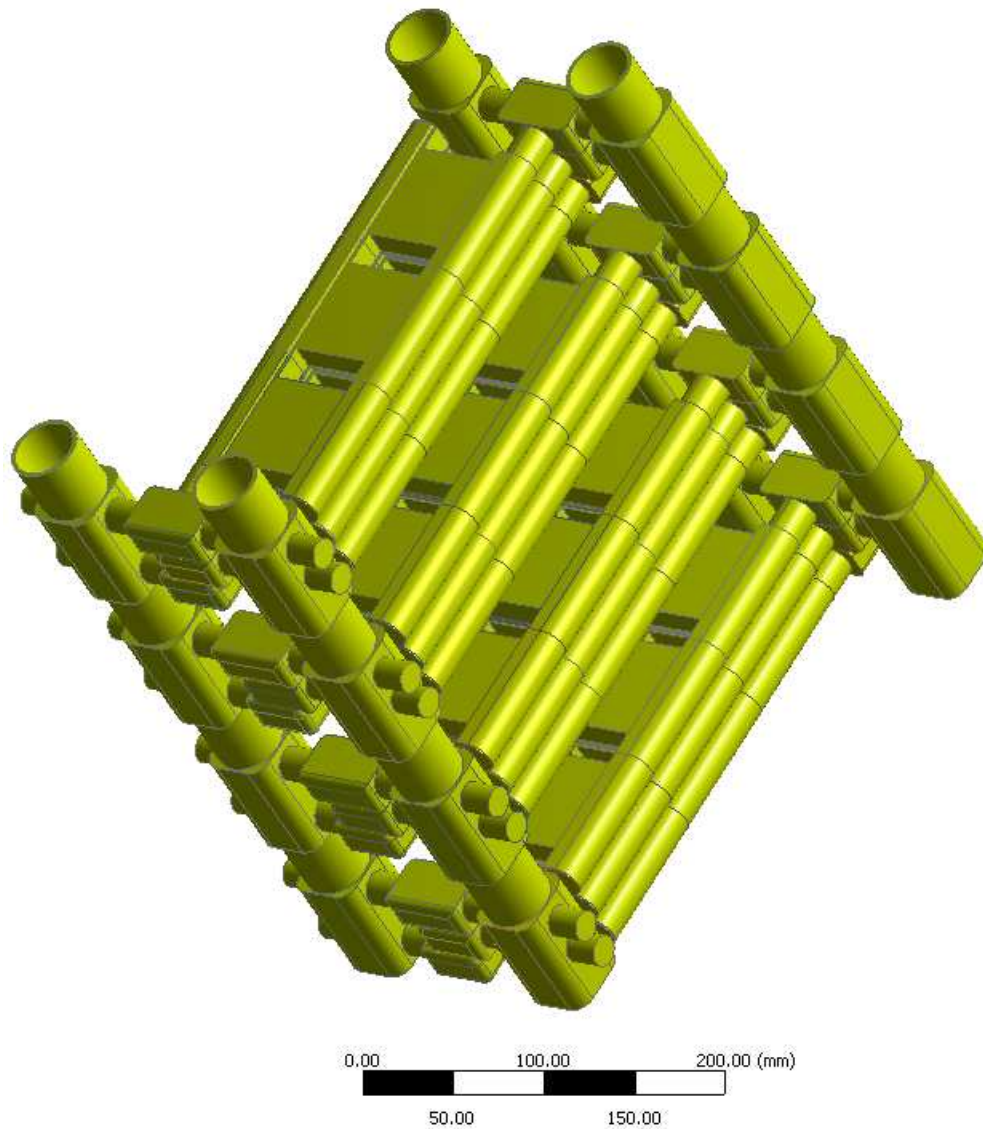


Figure VI-26 : Représentation 3D du GCRI pour la zone jour du bâtiment 1 de la ville de Paris.

Considérons maintenant les mêmes échangeurs et le même nombre de modules thermoélectriques (48) pour le système classique de ACOME et le système innovant. La figure VI-27 présente les performances obtenues sur la zone jour pour la température de consigne de 20°C. La barre d'écart correspond à une valeur de 10 %. Nous observons des performances nettement supérieures pour la solution innovante pour les faibles puissances. Les performances deviennent équivalentes à partir de 1250 W. Ce résultat démontre l'intérêt certain du système innovant pour des applications de chauffage à faible besoin de puissance.

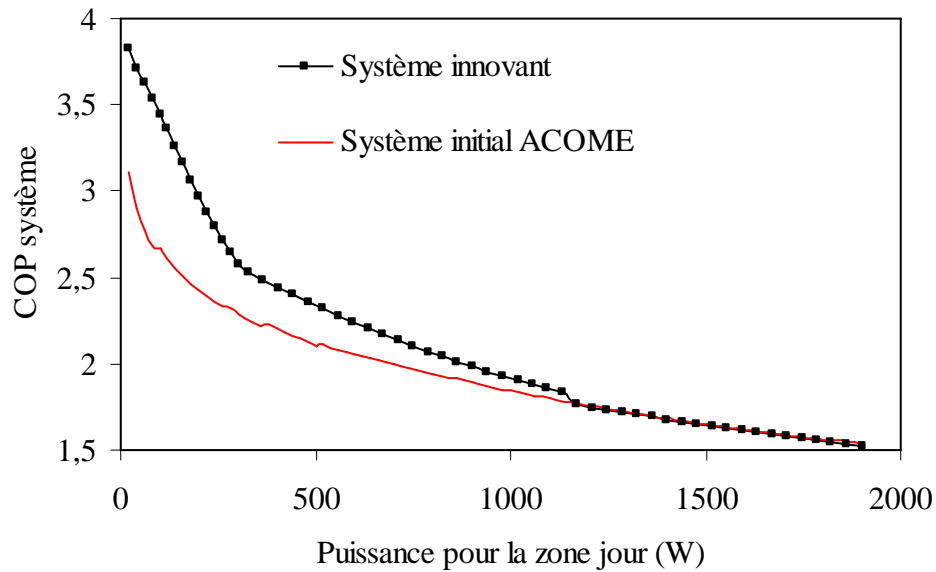


Figure VI-27 : Comparaison des performances pour le système innovant et le système classique pour la zone jour du bâtiment 1 à Paris et pour une température de consigne de 20°C.

Le GCRI présenté dans ce chapitre a fait l'objet d'un dépôt de brevet.

VI.9 Conclusion

Au cours de ce travail de thèse, un Générateur de Chaleur Réversible et Innovant (GCRI) a été développé et optimisé au moyen de modèles numériques et analytiques, puis étudié de manière expérimentale. Afin de conclure ce travail, il est nécessaire d'intégrer ce générateur dans le système « bâtiment ». Nous avons tenté d'illustrer dans ce chapitre final l'intérêt d'opter pour une intégration partiellement décentralisée du GCRI en l'associant à des zones du logement correspondant à un type d'occupation. Trois zones ont été mises en évidence.

Ce dernier chapitre a permis de présenter une première série de simulations annuelles du couplage du GCRI à deux bâtiments différents et pour deux villes différentes. Lors d'une mise en cascade directe des modules thermoélectriques entre les échangeur, les COP annuels obtenus pour le GCRI sont de 2,59 pour Paris et de 2,68 pour Montpellier. Ces valeurs sont tout à fait satisfaisantes et démontrent l'intérêt d'un tel système.

Afin de valider l'intérêt d'une mise en cascade directe de deux modules thermoélectriques entre deux échangeurs, (configuration 1) nous avons confronté les résultats annuels obtenus à ceux qu'engendre une configuration avec un unique module thermoélectrique entre deux échangeurs (configuration 2). Les résultats montrent une amélioration des performances de l'ordre de 16 % lors du passage de la configuration 2 à la configuration 1. Néanmoins, le choix de la configuration 1 implique un important surcoût d'investissement dû à un besoin de modules thermoélectriques plus élevé.

Une analyse économique basée sur les économies qu'entraînent le remplacement d'un chauffe-eau électrique alimentant un plancher chauffant par un GCRI a été réalisée. Le retour sur investissement dans le cas du bâtiment le moins énergivore (10-20 kWh.m⁻².an⁻¹) est élevé (supérieur à 20 ans) mais est inférieur à 12 ans pour le bâtiment 2 (50-80 kWh.m⁻².an⁻¹) à

Montpellier, et à 7 pour ce même bâtiment à Paris. La même analyse avec la configuration 1 montre des retours sur investissement là encore relativement élevés, excepté pour le bâtiment 2 à Paris (15 ans). Cette analyse économique montre l'intérêt du système pour la rénovation de logements à forte consommation énergétique.

En raison de la particularité du mode rafraîchissement, nous n'avons pas présenté de résultats annuels concernant cet aspect. Cependant, nous avons montré à plusieurs reprises que le dimensionnement du système ne pouvait porter sur le mode rafraîchissement. Les résultats présentés dans ce chapitre ont montré que des COP très élevés pouvaient être atteints en rafraîchissement. En effet, il suffit d'exploiter au mieux le nombre de modules thermoélectriques défini par les besoins de chauffage en les alimentant avec la plus petite intensité possible. Néanmoins, nous avons illustré le fait qu'il existe une intensité minimale en deçà de laquelle nous observons une rupture de la courbe d'évolution du COP, celui-ci devenant alors négatif. Ce phénomène devra notamment être pris en considération pour les faibles besoins de rafraîchissement.

Deux critères de performances ont par ailleurs été étudiés, à savoir le COP du GCRI seul et le COP système incluant la consommation mécanique relative aux pertes de charges dans le réseau hydraulique sous le plancher. Une optimisation basée sur le COP du GCRI conduit à des COP du système réduits (30 % inférieur à celui du COP GCRI) en raison de consommations mécaniques pour le plancher chauffant très importantes. Il est possible en augmentant le nombre de boucles de l'émetteur de conserver débit total élevé assurant ainsi un bon échange convectif dans les échangeurs du GCRI, tout en réduisant la consommation mécanique de l'émetteur et en garantissant un bon confort thermique. La prise en compte du COP du système complet est d'autant plus importante que le logement nécessite de faibles besoins de chauffage.

L'influence des paramètres géométriques de l'émetteur et notamment celle du diamètre des tubes et du pas de pose sont également un aspect important. Il faudra, à terme, intégrer de manière plus fine ces paramètres au modèle afin de les ajouter aux variables possibles d'optimisation. Il serait également important d'ajouter au modèle la possibilité d'adapter la configuration du GCRI en fonction des besoins de puissance et de température. Cette évolution permettra de réaliser des simulations annuelles plus précises.

Un dimensionnement détaillé d'un GCRI pour la zone jour du bâtiment 1 pour la ville de Paris a été réalisé. Il a permis d'aboutir à une configuration précise d'unités thermoélectriques qui seront associées en parallèle hydrauliquement. Ces unités seront exploitées selon deux modes de fonctionnement afin de répondre de manière optimale au besoin de puissance et de température. Le coût de conception de ce GCRI est estimé à 1105 € pour une puissance maximale délivrée de manière optimale de 1810 W. Ce coût de conception est proche de celui des pompes à chaleur thermodynamiques à compression.

Enfin, nous avons effectué une comparaison, pour un nombre de modules thermoélectriques fixé, entre le système initial de ACOME et le système innovant développé au cours de cette thèse. Les résultats en terme de COP du système sont supérieurs pour le système innovant et notamment pour les faibles besoins de puissance. Le système innovant nécessite 2,6 fois moins de matière pour sa conception que la solution initiale.

Conclusion générale et perspectives

Le travail présenté dans ce mémoire porte sur le développement, l'optimisation, la conception et l'intégration d'un générateur de chaleur et de rafraîchissement innovant (GCRI) pour les bâtiments au moyen d'un plancher chauffant - rafraîchissant. Ce générateur est une pompe à chaleur dite « thermoélectrique ». De nombreux aspects ont été abordés tout au long de ce travail :

- la modularité en puissance du système,
- la conception d'une configuration innovante de pompe à chaleur thermoélectrique,
- l'optimisation des échangeurs,
- l'étude expérimentale du système,
- l'intégration de la pompe à chaleur thermoélectrique dans le bâtiment.

Tous ces points sont développés dans les chapitres 3 à 6, suite à l'introduction générale et l'étude bibliographique.

Synthèse bibliographique sur les pompes à chaleur

L'étude bibliographique montre le succès que représente le marché des pompes à chaleur à compression en France, notamment en raison d'un prix de l'électricité peu corrélé au prix du pétrole. Ces systèmes sont caractérisés par de bons coefficients de performances (COP) mais présentent l'inconvénient d'être bruyants, de nécessiter un espace important pour sa mise en place, d'engendrer des vibrations et d'utiliser des fluides frigorigènes. Les pompes à chaleur thermoélectriques ont l'avantage d'être silencieuses, sans pièce mécanique, compactes et sans fluide frigorigène à fort potentiel de réchauffement global. L'inconvénient principal de ces systèmes vient d'un coefficient de performances souvent relativement faible. Le travail que nous avons réalisé est en grande partie orienté vers cet objectif d'amélioration du COP du système. Cela passe par l'étude de nombreux points dont nous allons tirer les principales conclusions.

(I) Conception du système par optimisation de la modularité en puissance

Les performances d'un système thermoélectrique sont régies par :

- les conditions de températures (qui oscillent entre 5 et 30°C pour le système décrit),
- l'intensité électrique d'alimentation (qui varie de 0 à 16 ampères),
- les propriétés des matériaux (figure de mérite).

Pour des conditions de températures données, il existe un unique point de fonctionnement optimal correspondant à :

- un coefficient de performances maximal,
- une puissance thermique utile optimale correspondant à ce COP.

L'existence de cet unique point de fonctionnement constitue une contrainte forte. Pour étendre la puissance optimale dictée par les conditions de températures à une gamme élargie, un modèle analytique est développé. Ce modèle nous permet d'élaborer une méthode de gestion de la modularité en puissance du système. Nous montrons qu'avec un module thermoélectrique et pour des résistances thermiques d'accès (résistance thermique depuis la jonction des semi-conducteurs jusqu'au fluide caloporteur) de 0,1 K.W⁻¹ et une différence de température de 15 °C, un COP de 1,98 est atteint pour une puissance optimale de 40 W. Afin

d'augmenter ou de réduire cette puissance en conservant le même COP, nous utilisons deux modes d'associations des modules thermoélectriques :

- L'association en parallèle qui permet d'augmenter la puissance optimale tout en conservant le COP maximal imposé par les conditions de températures.
- L'association en cascade qui permet de réduire la puissance optimale tout en conservant le COP maximal. Une augmentation notable de ce COP (environ 15 %) est possible par la réduction de la résistance thermique liant les modules thermoélectriques en cascade.

Grâce à cette méthode, il est possible d'adapter le système à une infinité de lois d'eau (loi liant la puissance thermique utile à la température du fluide caloporteur sous le plancher) en adaptant la configuration (cascade – parallèle) aux besoins de puissance et de température.

(II) Optimisation des échangeurs et des conditions opératoires de l'unité thermoélectrique

L'étude sur l'optimisation de la modularité en puissance aboutie au développement d'une configuration innovante de la pompe à chaleur thermoélectrique qui repose sur l'utilisation d'un échangeur capable d'assurer :

- soit un transfert de chaleur par convection forcée au niveau de ses deux faces (fonctionnement en parallèle),
- soit un transfert de chaleur par conduction seul entre deux modules thermoélectriques (fonctionnement en cascade).

L'échangeur développé possède une géométrie en Z et est constitué de mini-canaux circulaires. Un modèle analytique intégrant les phénomènes thermoélectriques, thermiques et fluidiques (pertes de charges et distribution fluidique) est développé. Un modèle numérique simulant les phénomènes thermiques et fluidiques nous permet de confronter les résultats analytiques à ceux obtenus numériquement. Le modèle numérique n'intégrant pas les phénomènes thermoélectriques, l'optimisation du système est donc effectuée au moyen du modèle analytique. Cette optimisation porte sur la maximisation du COP du GCRI, qui intègre les consommations électriques nécessaires à l'alimentation des modules thermoélectriques et les consommations mécaniques nécessaires à la circulation des fluides caloporteurs. Les résultats d'optimisation portent sur la géométrie de l'échangeur (diamètre et nombre de mini-canaux, diamètre des canaux distributeur et collecteur), mais également sur le débit de circulation des fluides et sur l'intensité électrique à fournir aux modules thermoélectriques.

Nous obtenons, pour une différence de température de 15°C un COP du GCRI de 2,47 pour une puissance utile de 27 W. Dans ce cas, l'échangeur possède 31 mini-canaux de 0,7 mm de diamètre. Le COP de notre système, obtenu pour ces conditions de températures, permet de rivaliser avec les pompes à chaleur classiques par compression.

(III) Etude expérimentale des échangeurs et du GCRI

Une étude expérimentale des échangeurs de chaleur et de différentes configurations de pompes à chaleur thermoélectriques est effectuée. Pour des raisons liées aux contraintes de fabrication, le prototype d'échangeur est constitué de 8 mini-canaux de 5 mm de diamètre. Pour cette étude, nous avons mis au point un banc expérimental équipé de deux bains

thermostatés, d'une alimentation électrique contrôlée et d'un système d'acquisition. Le banc est instrumenté de capteurs de températures et de pression et de débitmètres.

Une étude thermique et hydraulique des échangeurs montre de faibles résistances thermiques ($0,06 \text{ K.W}^{-1}$ pour un débit de 200 l.h^{-1}) et de faibles pertes de charges (2500 Pa pour un débit de 200 l.h^{-1}). Les résultats expérimentaux présentent une bonne similitude avec les résultats analytiques ce qui nous permet de valider le modèle.

Une étude expérimentale de différentes configurations de GCRI est réalisée. Les courbes d'évolution du COP et de la puissance utile en fonction de l'intensité traduisent un fonctionnement cohérent de notre système. Le test de différentes configurations de pompes à chaleur thermoélectriques prouve l'intérêt d'une mise en cascade directe de modules pour l'amélioration du COP ainsi que l'intérêt de l'utilisation de l'échangeur double fonction (convection ou conduction). Des COP allant jusqu'à 2,34 pour une différence de température de $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ sont obtenus en mode chauffage. Les écarts entre les COP maximaux obtenus analytiquement et expérimentalement varient de 0,5 à 11 % excepté pour quelques cas critiques. Ces résultats valident également le modèle analytique de la pompe à chaleur thermoélectrique.

(IV) Intégration du GCRI au système bâtiment

Notre étude s'achève par l'intégration de notre système au bâtiment via un couplage du modèle analytique au logiciel TRNSYS. Des résultats de COP annuels sont présentés pour deux types de bâtiments et pour deux villes de référence. Nous obtenons :

- Un COP annuel du GCRI de 2,3 pour un logement consommant $80 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ à Montpellier,
- Un COP annuel du GCRI de 2,6 pour un logement consommant $18 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ à Montpellier.

Ces valeurs de COP sont tout à fait intéressantes et permettent d'envisager à terme une commercialisation de ce genre de système pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments. Nous montrons également qu'un retour sur investissement inférieur à 20 ans est envisageable. Ce calcul est basé sur les économies d'énergie qu'engendre le remplacement d'un chauffe-eau électrique par notre système pour l'alimentation d'un plancher chauffant. Le retour sur investissement est même inférieur à 10 ans si nous considérons un bâtiment ayant une consommation de $80 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$. Le retour sur investissement se réduit avec l'augmentation de la consommation énergétique du logement ce qui montre un intérêt certain du GCRI pour le marché de la rénovation. Nous montrons également dans cette partie les limites de la seule prise en compte du COP du GCRI. En effet, le COP du système global incluant les pertes de charges dans l'émetteur est un critère à prendre en considération pour une optimisation complète du système. Cette considération est d'autant plus vraie que le logement nécessite de faibles besoins de puissance d'où une part plus élevée de la consommation mécanique. L'amélioration du système complet passe donc notamment par l'optimisation de l'émetteur. A ce titre, nous montrons que l'augmentation du nombre de boucles de circulation du fluide sous le plancher permet de réduire la consommation mécanique du plancher chauffant tout en conservant un fonctionnement optimal du GCRI. La géométrie du réseau hydraulique de l'émetteur (diamètre, pas de pose, motif global) est aussi un point clé qui nécessite à terme d'être intégré au modèle analytique que nous avons développé. Enfin, un dimensionnement détaillé d'un GCRI basé sur l'optimisation du COP du système associé aux pièces à vivre (cuisine + salon) d'un logement est présenté. Ce GCRI

pour une pièce de 50 m² et une consommation maximale de 1810 W possède 50 modules thermoélectriques et 51 échangeurs de chaleur. Son coût de conception est estimé à 0,61 €/W ce qui est tout à fait comparable avec les prix des pompes à chaleur à compression commercialisées.

Perspectives

Outre l'amélioration de la prise en compte de l'émetteur dans les calculs d'optimisation, il existe de nombreuses perspectives d'amélioration au système présenté.

(I) D'un point de vue expérimental, le test d'un prototype de pompe à chaleur thermoélectrique à l'échelle d'une pièce semble être indispensable. L'intégration dans un logement instrumenté permettra d'estimer plus précisément les performances potentielles de la solution. La mise en place d'un automate de gestion capable d'adapter la configuration du GCRI automatiquement en fonction des températures de consigne et des besoins de puissance sera alors nécessaire. Une telle étude expérimentale pourra également permettre d'analyser plus en détail le fonctionnement du GCRI face à l'inertie du logement. Le problème principal auquel nous avons été confronté au cours de notre étude expérimentale est venu des faibles puissances optimales délivrées par les modules thermoélectriques. Cela se traduit par une incertitude de mesure relativement élevée. Une expérimentation à l'échelle 1 permettra de s'affranchir de ce problème.

(II) D'un point de vue technique, les pompes à chaleur thermoélectriques présentent l'intérêt d'être facilement couplées à des panneaux solaires photovoltaïques. En effet, les modules photovoltaïques produisent un courant électrique continu directement exploitable par les modules thermoélectriques. De plus, le niveau d'intensité électrique délivré par les modules photovoltaïques est très proche du niveau de fonctionnement des modules thermoélectriques d'où un couplage facilité.

(III) Les performances du système complet sont très fortement régies par les modules thermoélectriques utilisés. Le travail que nous avons réalisé est basé sur un module commercial. Une optimisation complète du système passe par l'optimisation du module thermoélectrique. Une réduction des densités de puissances pourrait, par exemple, améliorer les performances du système du fait de températures de jonctions plus faibles. En contrepartie, il faudra envisager un GCRI plus volumineux. La géométrie des semi-conducteurs est également une piste d'amélioration comme nous avons pu l'évoquer dans la première partie de notre travail.

(IV) Les différents contacts entre les éléments du système engendrent de nombreuses résistances thermiques. La suppression de la céramique et l'utilisation directe de l'échangeur pour assurer la tenue mécanique des semi-conducteurs est une piste d'amélioration. L'échangeur devra :

- Assurer un transfert de chaleur efficace (faible résistance thermique)
- Assurer une isolation électrique entre les semi-conducteurs

(V) La forte influence de la qualité des matériaux semi-conducteurs (figure de mérite) sur les performances des systèmes thermoélectriques a été évoquée dans ce travail. Cet aspect est un point fondamental pour l'avenir de tels systèmes. En effet, le matériau semi-conducteur représente la base du système et est le facteur le plus limitant dans les performances. De nombreuses recherches sont menées pour tenter d'améliorer ces matériaux. Actuellement, le

tellure de Bismuth découvert à la fin des années 50 reste néanmoins le matériau le plus performant pour des applications à température ambiante.

(VI) Le travail d'optimisation présenté dans cette étude est entièrement orienté vers la maximisation du COP du système. Un critère tel que le retour sur investissement pourrait être pris en considération pour le travail d'optimisation. Les résultats aboutiraient sans doute à une conception non optimale d'un point de vue des performances mais qui peut s'avérer intéressante dans une optique de commercialisation notamment pour les personnes aux revenus plus modestes.

Nomenclature

Principal

Bi	Nombre de Biot	-
Cp	Capacité thermique massique	$\text{J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
D	Diamètre	m
e	Epaisseur	m
E	Ecartement	m
Exp	Valeur expérimentale	-
f	Facteur de friction	-
h	Hauteur	m
H	Coefficient d'échange convectif	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
I	Intensité	A
K	Conductance	W.K^{-1}
L	Longueur	m
m	Débit	Kg.s^{-1}
M_l	Mètre linéaire	-
N	Nombre discret	-
Num	Valeur numérique	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
P	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	-
r	Résistance électrique	Ω
R	Résistance	K.W^{-1}
Re	Nombre de Reynolds	-
S	Surface	m^2
T	Température	K ou °C
Th	Valeur théorique	-
U	Coefficient de déperdition thermique	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
v	Vitesse	m.s^{-1}
Z	Figure de mérite	-

Symbol

Δ	Différence	-
ε	Fraction de volume solide	-
ξ	Coefficient de perte de charges singulière	-
ζ	Résistance à l'écoulement	Pa.s.m^{-3}
π	Nombre Pi	-
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
θ	Angle	°
α	Coefficient Seebeck	V.K^{-1}
Π	Effet Peltier	V
Φ	Puissance	W
τ	Coefficient de Thomson	V.K^{-1}
λ	Conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
ρ	Masse volumique	Kg.m^{-3}

Indice	Relatif :
a	à la température ambiante
accès	aux résistances d'accès
air	à l'air
Al	à l'aluminium
annuel	à une valeur annuelle
bât	au bâtiment
cascade	à l'association en cascade de modules thermoélectriques
ch	au côté chaud
class	à une configuration classique
cond	à l'effet de conduction thermique
cons	à la température de consigne du bâtiment
conv	à l'effet de convection thermique
cu	au cuivre
dep	aux déperditions thermiques du logement
dyn	au régime d'écoulement
e	à l'entrée d'un canal
eau	à l'eau
ech	aux échangeurs de chaleur
elarg	à un élargissement de section de passage
elec	à l'effet électrique
env	à l'enveloppe du bâtiment
ext	à l'extérieur du bâtiment
flex	à un tuyau flexible
fr	au côté froid
innov	à une configuration innovante
j	à l'effet joule
max	à une valeur maximale
meca	à l'effet mécanique
mes	à une valeur mesurée
p	à la paroi du bâtiment
plan	au plancher chauffant
s	à la sortie d'un canal
sol	au sol du logement
source	au côté source
therm	au régime thermique
tot	à une valeur totale
utile	au côté utile
ventil	à la ventilation du bâtiment

Exposant **Relatif :**

b	à la base de l'échangeur
canal	aux canaux de l'échangeur
cer	à la céramique des modules thermoélectriques
coll	au canal collecteur de l'échangeur
contact	au contact entre la céramique et la base de l'échangeur
distrib	au canal distributeur de l'échangeur
etabl	à l'établissement d'un régime
fluide	au fluide circulant dans les mini-canaux
int	à l'interface solide-fluide dans l'échangeur
jonction	aux jonctions des semi-conducteurs
opt	à une valeur optimale
peltier	à l'effet Peltier
plaque	à la plaque d'aluminium
syst	au système complet

Abréviation

COP	Coefficient de performance
GCRI	Générateur de chaleur et de rafraîchissement innovant
GIEC	Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat
MT	Module thermoélectrique
PAC	Pompe à chaleur
PE	Pourcentage d'écart
PME	Pourcentage moyen d'écart
RI	Retour sur investissement
TE	Thermoélectrique
UT	Unité thermoélectrique

Références bibliographiques

[ADEME 2009] ADEME. (2009). from <http://www2.ademe.fr/servlet/KBaseShow?sort=-1&cid=96&m=3&catid=15027>.

[Altenkirch 1911] Altenkirch, E. (1911). "Electrotehrmische kalteerzeugung und reversible elektrische Heizung." Physikalische Zeitschrift 12.

[AREHN 2007] AREHN. (2007). "La climatisation ça chauffe!" from <http://www.arehn.asso.fr/dossiers/clim/climatisation.html>.

[ARENE 2005] ARENE (2005) "Chauffage et rafraichissement d'un bâtiment administratif."

[Barnard 2002] Barnard, N. (2002). "Thermal Mass and Night Ventilation – Utilising “Hidden” Thermal Mass." International journal of ventilation 1: 81-90.

[Basel 2009] Basel, I. Ismail and H. Ahmed Wael (2009). "Thermoelectric power generation using waste-heat energy as an alternative green technology." Recent Patents on Electrical Engineering 2: 27-39.

[Bassiouny 1984a] Bassiouny, M.K. and H. Martin (1984a). "Flow distribution and pressure drop in plate heat exchanger: I, U-type arrangement." Chemical Engineering Science 39: 693-700.

[Bassiouny 1984b] Bassiouny, M.K. and H. Martin (1984b). "Flow distribution and pressure drop in plate heat exchanger: II, Z-type arrangement." Chemical Engineering and Science 39: 701-704.

[Bowers 1994] Bowers, M. B. and I. Mudawar (1994). "High flux boiling in low flow rate, low pressure drop mini-channel and micro-channel heat sinks." International Journal of Heat and Mass Transfer 37(2): 321-332.

[CEN 2007] CEN (2007). Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur avec compresseur entraîné par moteur électrique pour le chauffage et la réfrigération des locaux. Partie 2 : Conditions d'essai. EN 14511-2. C. E. d. Normalisation.

[CERTU 2003] CERTU (2003). Confort thermique. Mémento technique du bâtiment. CETE de Lyon.

[Chang 2009] Chang, Yu-Wei, Chih-Chung Chang, Ming-Tsun Ke and Sih-Li Chen (2009). "Thermoelectric air-cooling module for electronic devices." Applied Thermal Engineering 29(13): 2731-2737.

[Chein 2004] Chein, Reiyu and Guanming Huang (2004). "Thermoelectric cooler application in electronic cooling." Applied Thermal Engineering 24(14-15): 2207-2217.

[Cheng 2006] Cheng, Yi-Hsiang and Chunkuan Shih (2006). "Maximizing the cooling capacity and COP of two-stage thermoelectric coolers through genetic algorithm." *Applied Thermal Engineering* 26(8-9): 937-947.

[Cho 2010] Cho, Eun Seok, Jong Won Choi, Jae Sung Yoon and Min Soo Kim (2010). "Modeling and simulation on the mass flow distribution in microchannel heat sinks with non-uniform heat flux conditions." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53(7-8): 1341-1348.

[CLER 2008] CLER (2008) "GRENELLE DE L'ENVIRONNEMENT Comop n°10 - Pompe à chaleur."

[Cosnier 2008] Cosnier, Matthieu, Gilles Fraisse and Lingai Luo (2008). "An experimental and numerical study of a thermoelectric air-cooling and air-heating system." *International Journal of Refrigeration* 31(6): 1051-1062.

[COSTIC 2004] COSTIC (2004). Les techniques de chauffage et de rafraîchissement basse consommation. Digne.

[Crane 2004] Crane, Douglas T. and Gregory S. Jackson (2004). "Optimization of cross flow heat exchangers for thermoelectric waste heat recovery." *Energy Conversion and Management* 45(9-10): 1565-1582.

[CSTB 2008] CSTB (2008). "Référentiel pour la qualité environnemental des bâtiments."

[Da-Rocha 2006] Da-Rocha, J.C., M. Ait Ameer and G.L. Noane (2006). Modules de chauffage et de rafraichissement autonome. ACOME. WO/2006/070096.

[Darcy 1857] Darcy, H. (1857). "Recherches expérimentales relatives au mouvement de l'eau dans les tuyaux." Mallet-Bachelier.

[Dean 2011] Dean, P.A., E.P. Siivola, P. Crocco and R. Mahadevan (2011). *Thermoelectric Heating/Cooling Structures Including a Plurality of Spaced Apart Thermoelectric Components*. Durham. USA.

[ECT 2007] ECT (2007). *Refrigerants for Commercial Refrigeration Applications*, Emerson Climate Technologies

[EECCAC 2002] EECCAC (2002). *Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners, Transportation-Energy (DGTREN) of the Commission of the E.U.*

[EHPA 2008] EHPA (2008). *European Heat Pump Statistics Outlook 2008*,. E. H. P. Association.

[Epstein 2006] Epstein, Y. and D.S. Moran (2006). "Thermal Comfort and the Heat Stress Indices." *Industrial health* 44: 388-398.

[FERROTEC 2011] FERROTEC. (2011). "Ferrotec manufactures component, material, and system solutions for a broad range of precision products and industries." from http://thermal.ferrotec.com/index.php?id=module_detail&mod_id=118.

[Fontaine 2003] Fontaine, N. (2003). Le livre blanc de l'énergie. D. n. s. l. énergies.

[Fraisie 2011] Fraisie, G., M. Lazard, C. Goupil and J. Y. Serrat (2011). "Study of a thermoelements behaviour through a modelling based on electrical analogy." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53(17-18): 3503-3512.

[Franger 1970] Franger, P.O. (1970). "Thermal comfort analysis and applications in environmental engineering." Danish Technical Press.

[Gan 2008] Gan, Yunhua, Jinliang Xu and Shuangfeng Wang (2008). "Are the available boiling heat transfer coefficients suitable for silicon microchannel heat sinks?" *Microfluidics and Nanofluidics* 4(6): 575-587.

[Gao 2002] Gao, Puzhen, Stéphane Le Person and Michel Favre-Marinet (2002). "Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels." *International Journal of Thermal Sciences* 41(11): 1017-1027.

[GIEC 2011] GIEC (2011). Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation

[Gromov] Gromov, G. "Thermoelectric Cooling Modules." B usiness briefing: Global photonics application and technology

[Guttman 2003] Guttman, Glen D. (Tel Aviv, IL) and Rami A. (Zur-Yig'al Drori, IL) (2003). Thermoelectric air-condition apparatus. United States, Entrosys Ltd. (Netanya, IL).

[Hetsroni 2005] Hetsroni, G., A. Mosyak, E. Pogrebnyak and Z. Segal (2005). "Periodic boiling in parallel micro-channels at low vapor quality." *International Journal of Multiphase Flow* 32(10-11): 1141-1159.

[Huang 2009] Huang, Hsiang-Sheng, Ying-Che Weng, Yu-Wei Chang, Sih-Li Chen and Ming-Tsun Ke (2009). "Thermoelectric water-cooling device applied to electronic equipment." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37(2): 140-146.

[Huart 2006] Huart, M. (2006) "La pompe à chaleur comme système de chauffage." *Renouvelle Volume*, 24-25

[IEA 2010] IEA (2010). World energy outlook.

[Ilercil 2010] Ilercil (2010). Thermo-electric heat pump systems. Mesa. USA.

- [Ioffe 1949] Ioffe, A. I. (1949). "Energeticheskie osnovi termoelektricheskikh batarey iz poluprovodnikov." Academy of Science of the USSR Moscow.
- [Ioffe 1957] Ioffe, A. I. (1957). "Semiconductor thermoelements and thermoelectric cooling." Infosearch London.
- [Jiang 1999] Jiang, L., M. Wong and Y. Zohar (1999). "Phase change in microchannel heat sinks with integrated temperature sensors." *Journal of Microelectromechanical Systems* 8(4): 358-365.
- [Kandlikar 2003] Kandlikar, S. G. and W. J. Grande (2003). "Evolution of microchannel flow passages – thermohydraulic performance and fabrication technology." *Heat Transfer Engineering* 21(1): 3-17.
- [Kennedy 1960] Kennedy, D.P. (1960). "Spreading Resistance in Cylindrical Semiconductor devices." *Journal of Applied Physics* 31: 1490-1497.
- [Khire 2005] Khire, Ritesh A., Achille Messac and Steven Van Dessel (2005). "Design of thermoelectric heat pump unit for active building envelope systems." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48(19-20): 4028-4040.
- [Kikas 1996] Kikas, N.P (1996). "Laminar flow distribution in solar systems " *Fuel and Energy Abstracts* 37: 34.
- [Kim 2010] Kim, S.M. and I. Mudawar (2010). "Analytical heat diffusion models for heat sinks with circular micro-channels." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53(21-22): 4552-4566.
- [KIPP 1900] KIPP (1900). Delft-Holland. 243.
- [Klein 2005] Klein, D., G. Hetsroni and A. Mosyak (2005). "Heat transfer characteristics of water and APG surfactant solution in a micro-channel heat sink." *International Journal of Multiphase Flow* 31(4): 393-415.
- [Knight 1992] Knight, R. W., D. J. Hall, J. S. Goodling and R.C. Jaeger (1992). "Heat Sink Optimization with Application to Micro-channels." *IEEE Transactions on Components, Hybrids and Manufacturing Technology* 15(5): 832-842.
- [Knight 1991] Knight, R.W., J.S. Goodling and D.J. Hall (1991). "Optimal Thermal Design of Forced Convection Heat Sinks-Analytical." *Journal of Electronic Packaging* 113(3): 313-321.
- [Kroeker 2004] Kroeker, C. J., H. M. Soliman and S. J. Ormiston (2004). "Three-dimensional thermal analysis of heat sinks with circular cooling micro-channels." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47(22): 4733-4744.

- [LairdTech 2005] LairdTech (2005) "Thermoelectric handbook, Product Information, Assembly Information, Performance and Properties." Volume, DOI:
- [Laporthe 2004] Laporthe, Stéphanie (2004). Petit guide des pompes à chaleur géothermales. Développement Durable Environnement et Systèmes Energétiques, CSTB.
- [Lee 2007] Lee, Kong Hoon and Ook Joong Kim (2007). "Analysis on the cooling performance of the thermoelectric micro-cooler." International Journal of Heat and Mass Transfer 50(9-10): 1982-1992.
- [Lee 1995] Lee, S., S. Song and K. Moran (1995). Constriction/Spreading Resistance Model for Electronics Packaging. ASME/JSME Thermal Engineering Conference. Maui, Hawaii. 4.
- [Lorentz 1909] Lorentz, H.A. (1909). Abhandl. Theoret. Phys.
- [Luo 2005] Luo, Qinghai, Gangfa Tang, Zhiqiang Liu and Jingwei Wang (2005). "A novel water heater integrating thermoelectric heat pump with separating thermosiphon." Applied Thermal Engineering 25(14-15): 2193-2203.
- [Lynch 1972] Lynch, C. J. (1972). "The breakthrough that never came." 7 Even.
- [MEEDDM 2010a] MEEDDM (2010a). Bilan énergétique de la France pour 2010. d. l. é. Ministère de l'écologie, du développement durable et de la mer, Service de l'observation et des statistiques.
- [MEEDDM 2010b] MEEDDM (2010b). relatif aux caractéristiques thermiques et à la performance énergétique des constructions d. l. é. Ministère de l'écologie, du développement durable et de la mer, Journal officiel. 2010-1269.
- [MEFI 2007] MEFI (2007) "La France à la loupe, L'énergie nucléaire en France." infoSYNTHESE
- [Midoux 1993] Midoux, N. (1993). Mécanique et rhéologie des fluides en génie chimique. Paris.
- [Min 2000] Min, Gao and D. M. Rowe (2000). "Improved model for calculating the coefficient of performance of a Peltier module." Energy Conversion and Management 41(2): 163-171.
- [Mudawar 2001] Mudawar, I. (2001). "Assessment of high-heat-flux thermal management schemes." IEEE Trans. Compon. Pack. Manuf. Technol.: pp. 122–141.
- [Nolas 2001] Nolas, G.S., J Sharp and J. Goldsmid (2001). Thermoelectrics: Basic principles and new materials developments.

[Owhaib 2004] Owhaib, Wahib and Björn Palm (2004). "Experimental investigation of single-phase convective heat transfer in circular microchannels." *Experimental Thermal and Fluid Science* 28(2-3): 105-110.

[PE 2009] PE (2009). Directive 2009/28/CE du parlement Européen et du conseil du 23 avril 2009 relative à la promotion de l'utilisation de l'énergie produite à partir de sources renouvelables et modifiant puis abrogeant les directives 2001/77/CE et 2003/30/CE. P. Européen.

[Peltier 1834] Peltier, J. (1834). "Nouvelles expériences sur la caloricité des courants électriques." *Ann. Chem. Phys* 56.

[Petukhov 1970] Petukhov, B.S. (1970). Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, Academic press.

[Pfafferott 2003] Pfafferott, Jens (2003). "Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardised method to calculate energy efficiency." *Energy and Buildings* 35(10): 971-983.

[Qinghai 2005] Qinghai, L. (2005). "Experimental study on thermoelectric heat pump for energy recovering and local heating in buildings." *International Journal on Architectural Science* 6(4): 173-177.

[Riffat 2003] Riffat, S. B. and Xiaoli Ma (2003). "Thermoelectrics: a review of present and potential applications." *Applied Thermal Engineering* 23(8): 913-935.

[Riffat 2006] Riffat, S. B., Xiaoli Ma and Robin Wilson (2006). "Performance simulation and experimental testing of a novel thermoelectric heat pump system." *Applied Thermal Engineering* 26(5-6): 494-501.

[Ritzer 1994] Ritzer, T.M. and P.G. Lau (1994). Economic Optimization of Heat Sink Design. 13th International Conference on Thermoelectrics, Kansas City

[RNC 2002] RNC (2002) "Les systèmes géothermiques commerciaux Guide de l'acheteur."

[Rona 2004] Rona, N. (2004). Solar Air-conditionning systems - Focus on component an their working principles. D. o. B. T. C. U. O. TECHNOLOGY. Göteborg, Sweden.

[Rowes 1995] Rowes, D.M. (1995). CRC handbook of thermoelectrics.

[Saber 2009] Saber, Meryem, Jean-Marc Commenge and Laurent Falk (2009). "Rapid design of channel multi-scale networks with minimum flow maldistribution." *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 48(3): 723-733.

[Sand 1999] Sand, J. R., S. K. Fischer and V. D. Baxter (1999). TEWI Analysis: Its Utility, Its Shortcomings, and Its Results. International Conference on Atmospheric Protection. Taipei, Taiwan.

- [Seebeck 1822] Seebeck, T.J (1822). "Magnetische Polarisation des Metalle und Erz durch Temperaturdifferentz. ." Abhandlungen der deutschen akademie der Wissenschaften zu berlin.
- [Shah 1975] Shah, R.K. (1975). Thermal entry length solutions for the circular tube and parallel plates. Heat Mass Transfer Conference, Indian Inst. Technol Bombay.
- [Shah 1978] Shah, R.K. and A.L. London, Eds. (1978). Laminar Flow Forced Convection in Ducts. New York, Academic Press.
- [Sidler 2009] Sidler, O. (2009) "Analyse de la consommation énergétique des tours." Volume, DOI:
- [Song 1994] Song, S., S. Lee and V. Au (1994). Closed-Form Equation for Thermal Constriction/Spreading Resistances with Variable Resistance Boundary Condition. IEPS conference, Atlanta.
- [Stockholm 2002] Stockholm, J.G. (2002). "Génération thermoélectrique." Journées Electrotechniques du Club EEA.
- [Stockholm 1985] Stockholm, J.G. Schlicklin, P.M. (1985). "Naval large scale thermoelectric cooling." French Naval Material Exhibition and Conference.
- [Telkes 1947] Telkes, M. (1947). "The efficiency of thermoelectric generators." International journal of Applied Physics 18.
- [Thomson 1851] Thomson, W (1851). "On a mechanical theory of thermoelectric currents." Royal society.
- [Tonomura 2004] Tonomura, Osamu, Shotaro Tanaka, Masaru Noda, Manabu Kano, Shinji Hasebe and Iori Hashimoto (2004). "CFD-based optimal design of manifold in plate-fin microdevices." Chemical Engineering Journal 101(1-3): 397-402.
- [Tuckerman 1981] Tuckerman, D.B. and R.F.W. Pease (1981). "High-performance heat sinking for VLSI." IEEE Electron Dev. Lett 2: 126-129.
- [Tuckerman 1982] Tuckerman, D.B. and R.F.W. Pease (1982). Ultrahigh thermal conductance microstructures for integrated circuits. IEEE Proceedings of the 32nd Electronic Conference.
- [Vázquez 2001] Vázquez, J., M.A. Sanz-Bobi, R. Palacios and Arenas; A. (2001). An Active Thermal Wall Based on Thermoelectricity. Sixth European Workshop on Thermoelectrics, Freiburg, Germany.
- [Vining 2001] Vining, Cronin B. (2001). "Semiconductors are cool." Nature 413(6856): 577-578.

[Wang 2008] Wang, Guodong, Ping Cheng and A. E. Bergles (2008). "Effects of inlet/outlet configurations on flow boiling instability in parallel microchannels." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51(9-10): 2267-2281.

[Weisbach 1845] Weisbach, J. (1845). "Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik."

[Wen 1997] Wen, Z. and C.K. Fah (1997). "The optimum thermal design of microchannel heat sinks." *IEEE/CPMT Electronic Packaging Technology Conference*: pp. 123–129.

[Wu 2004] Wu, H. Y. and Ping Cheng (2004). "Boiling instability in parallel silicon microchannels at different heat flux." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47(17-18): 3631-3641.

[Xu 2007] Xu, Xu, Steven Van Dessel and Achille Messac (2007). "Study of the performance of thermoelectric modules for use in active building envelopes." *Building and Environment* 42(3): 1489-1502.

[Xuan 2002] Xuan, X. C., K. C. Ng, C. Yap and H. T. Chua (2002). "Optimization of two-stage thermoelectric coolers with two design configurations." *Energy Conversion and Management* 43(15): 2041-2052.

[Yovanovich 1976a] Yovanovich, M. M. (1976a). "Thermal Constriction Resistance for Annular Contacts on Circular Flux Tubes." *AIAA Journal* 7(6): 822-824.

[Yovanovich 1976b] Yovanovich, M. M., S.S. Burde and J.C. Thompson (1976b). "Thermal Constriction Resistance of Arbitrary Planar Contacts With Constant Flux." *AIAA Progress in Astronautics and Aeronautics Heat Transfer and Spacecraft Thermal Control* 56: 127-139.

[Yovanovich 1976c] Yovanovich, M. M., G.E. Shiender and A.B. Strong (1976c). "Thermal Constriction Resistance Due to a Circular Annular Contact." *Thermophysics of Spacecraft and Outer Planet Entry Probes* 56: 141-154.

[Yu 2009] Yu, Jianlin and Beiming Wang (2009). "Enhancing the maximum coefficient of performance of thermoelectric cooling modules using internally cascaded thermoelectric couples." *International Journal of Refrigeration* 32(1): 32-39.

ANNEXE I. Norme pour la détermination du COP d'une PAC

		Mode chauffage			
		Échangeur thermique		Échangeur thermique	
		Température à l'entrée (°C)	Température à la sortie (°C)	Température à l'entrée (°C)	Température à la sortie (°C)
Conditions de performance nominale	Eau	10	7	40	45
	Eau glycolée	0	-3	40	45
	Eau (pour plancher chauffant ou applications similaires)	10	7	30	35
	Eau glycolée (pour plancher chauffant ou applications similaires)	0	-3	30	35
Conditions de performance d'application	Eau	15	a)	a)	45
	Eau glycolée	5	a)	a)	45
	Eau glycolée (pour plancher chauffant ou applications similaires)	5	a)	a)	35
	Eau glycolée	-5	a)	a)	45
	Eau glycolée	0	a)	a)	55
	Eau	10	a)	a)	55

a) L'essai est effectué au débit d'eau obtenu pendant l'essai dans les conditions de performance nominale correspondantes.

Conditions de détermination du COP d'une PAC eau-eau en mode chauffage

		Mode refroidissement			
		Température à l'entrée (°C)	Température à la sortie (°C)	Température à l'entrée (°C)	Température à la sortie (°C)
Conditions de performance nominale	Eau/eau et eau glycolée/eau	30	35	12	7
	Eau glycolée/eau	30	35	0	-5
	Eau/eau et eau glycolée/eau (pour plancher rafraichissant ou applications similaires)	30	35	23	18
Conditions de performance	Eau/eau	15	a)	a)	7
	Eau glycolée/eau	15	a)	a)	-5

a) L'essai est effectué au débit d'eau obtenu pendant l'essai dans les conditions de performance nominale correspondantes.

Conditions de détermination du COP d'une PAC eau-eau en mode refroidissement

ANNEXE II. Détermination des propriétés physique des semi-conducteurs

Détermination du coefficient seebeck

$$\alpha_1 = 0,013345$$

$$\alpha_2 = -0,0000537574$$

$$\alpha_3 = 0,000000742731$$

$$\alpha_4 = -0,00000000127141$$

$$\alpha_{ch} = \alpha_1 T_{ch}^{jonction} + 0,5 \alpha_2 (T_{ch}^{jonction})^2 + (1 / 3) \alpha_3 (T_{ch}^{jonction})^3 + 0,25 \alpha_4 (T_{ch}^{jonction})^4$$

$$\alpha_{fr} = \alpha_1 T_{fr}^{jonction} + 0,5 \alpha_2 (T_{fr}^{jonction})^2 + (1 / 3) \alpha_3 (T_{fr}^{jonction})^3 + 0,25 \alpha_4 (T_{fr}^{jonction})^4$$

$$\alpha = (\alpha_{ch} - \alpha_{fr}) / \Delta T^{jonction}$$

$$\alpha_{tot} = (242 / 71) \alpha$$

Détermination de la résistivité

$$r_1 = 2,08317$$

$$r_2 = -0,0198763$$

$$r_3 = 0,0000853832$$

$$r_4 = -0,0000000903143$$

$$r_{ch} = r_1 T_{ch}^{jonction} + 0,5 r_2 (T_{ch}^{jonction})^2 + (1 / 3) r_3 (T_{ch}^{jonction})^3 + 0,25 r_4 (T_{ch}^{jonction})^4$$

$$r_{fr} = r_1 T_{fr}^{jonction} + 0,5 r_2 (T_{fr}^{jonction})^2 + (1 / 3) r_3 (T_{fr}^{jonction})^3 + 0,25 r_4 (T_{fr}^{jonction})^4$$

$$r = (r_{ch} - r_{fr}) / \Delta T^{jonction}$$

$$r_{tot} = (6 / I_{max}) (242 / 71) r$$

Détermination de la conductance

$$k_1 = 0,476218$$

$$k_2 = -0,00000389821$$

$$k_3 = -0,00000864864$$

$$k_4 = 0,0000000220869$$

$$k_{ch} = k_1 T_{ch}^{jonction} + 0,5 k_2 (T_{ch}^{jonction})^2 + (1 / 3) k_3 (T_{ch}^{jonction})^3 + 0,25 k_4 (T_{ch}^{jonction})^4$$

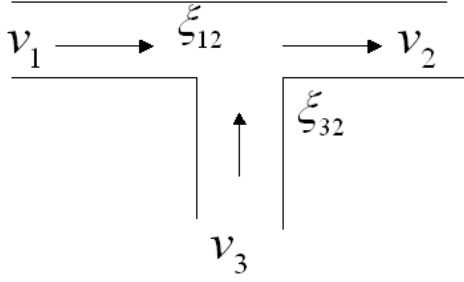
$$k_{fr} = k_1 T_{fr}^{jonction} + 0,5 k_2 (T_{fr}^{jonction})^2 + (1 / 3) k_3 (T_{fr}^{jonction})^3 + 0,25 k_4 (T_{fr}^{jonction})^4$$

$$k = (k_{ch} - k_{fr}) / \Delta T^{jonction}$$

$$k_{tot} = (I_{max} / 6) (242 / 71) k$$

ANENXE III. Calcul des pertes de charges singulières pour les confluences et les bifurcations

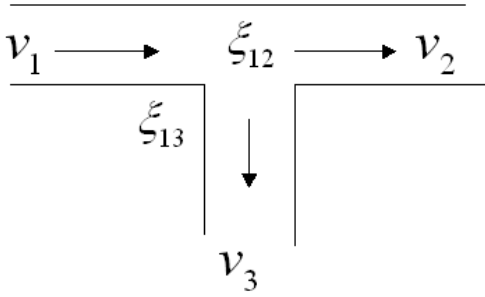
Confluence



$$\xi_{12} = \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^2$$

$$\xi_{32} = 2 \left(\frac{v_3}{v_2} \right) - \left(1 - \frac{v_3}{v_2} \right)^2$$

Bifurcation

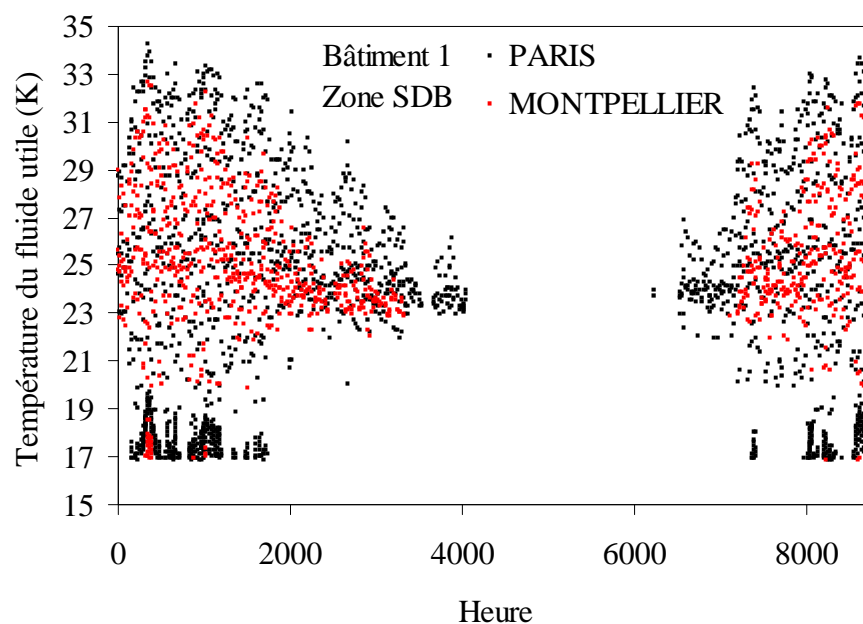
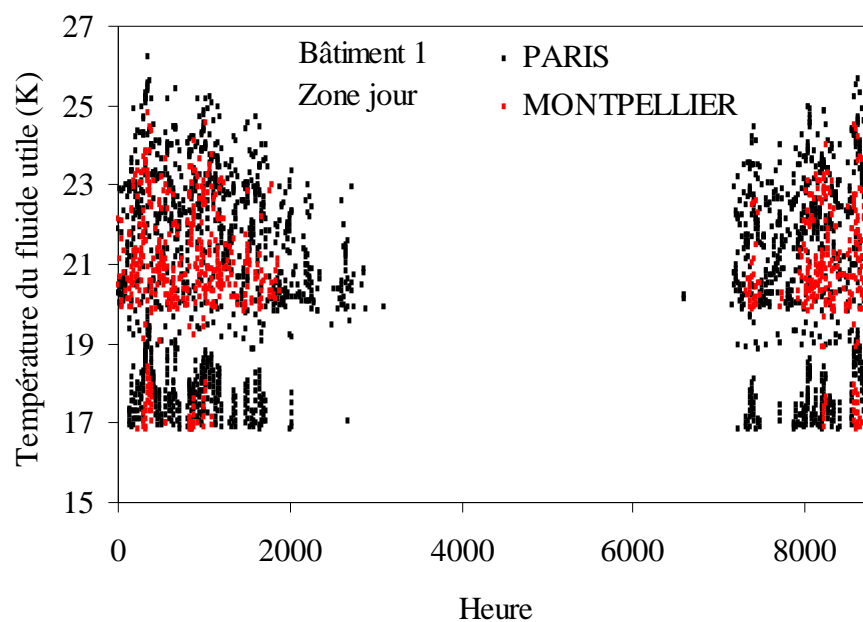


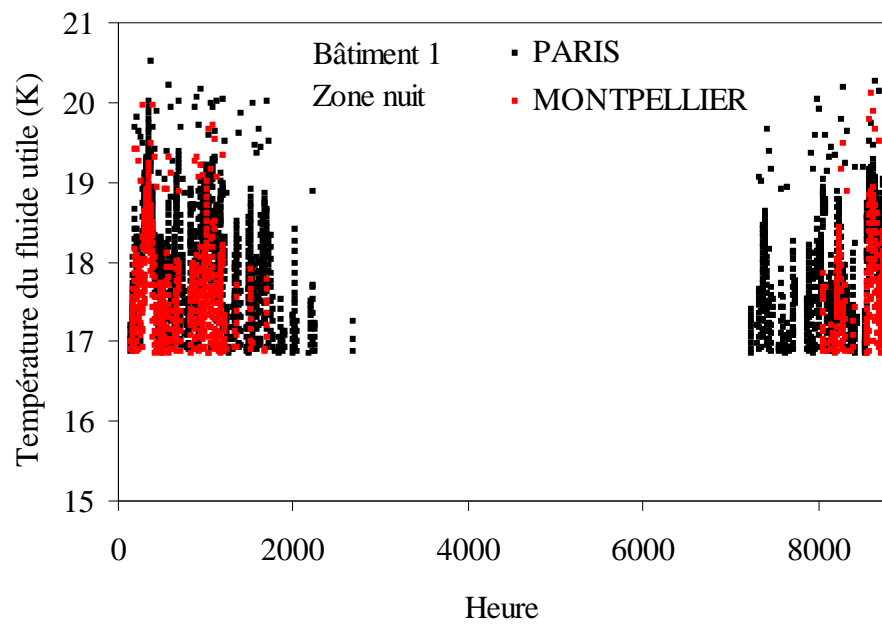
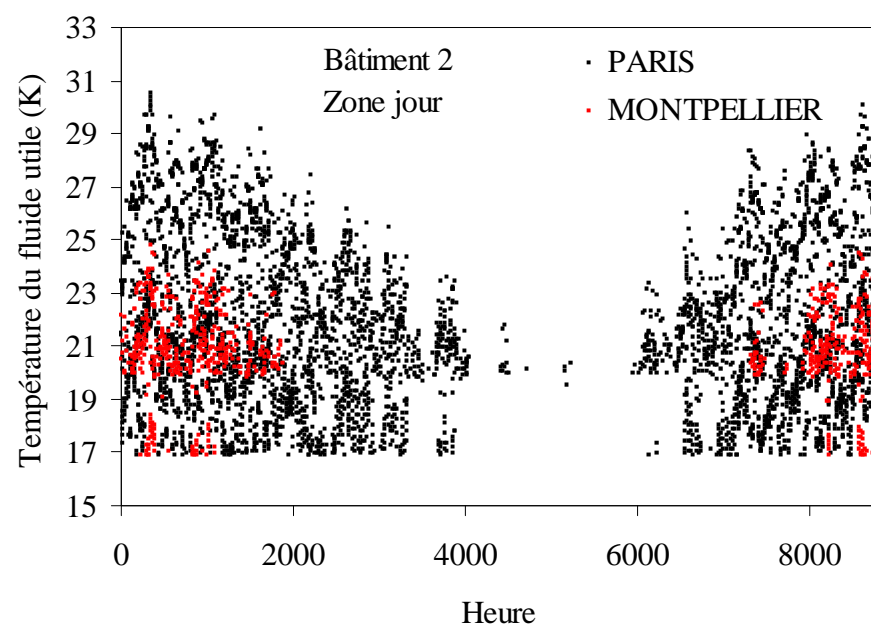
$$\xi_{12} = 0,4 \left(1 - \frac{v_2}{v_1} \right)^2$$

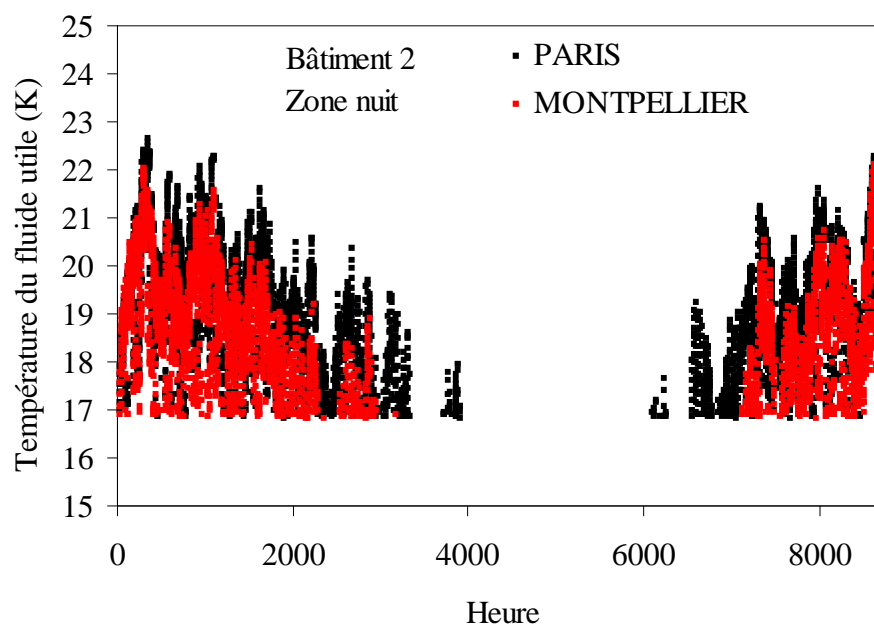
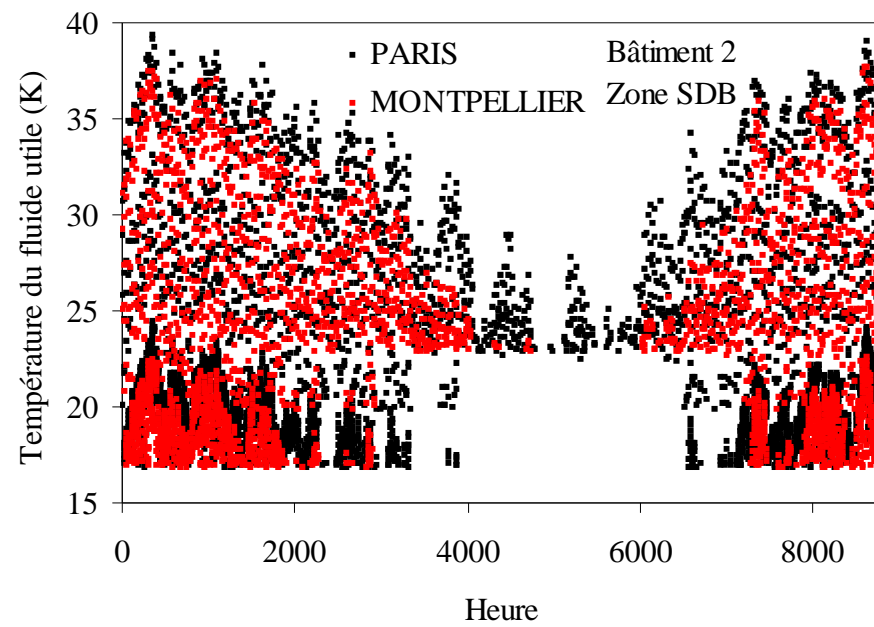
$$\xi_{13} = 1 + \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^2$$

ANNEXE IV. : Température du fluide utile au cours de l'année

Bâtiment 1



**Bâtiment 2**



ANNEXE V. Modèle analytique pour le calcul des COP annuels

\$(GEOMETRIE ECHANGEUR)\$

N_C=8	"Nombre de mini-canaux"
D0=0,0175	"Diamètre du distributeur"
D2=D0	"Diamètre du collecteur"
Dh=0,005	"Diamètre des mini-canaux"
E=0,00675	"Épaisseur de matière au dessus des mini-canaux"
$S1=(\pi \cdot Dh^2)/4$	"Section de passage des mini-canaux"
$S0=(\pi \cdot D0^2)/4$	"Section de passage du distributeur"
$S2=(\pi \cdot D2^2)/4$	"Section de passage du collecteur"
$sc=S2/S1$	"Rapport de section"
$L0=2 \cdot ep$	"Distance entre deux mini-canaux"
Lx=0,055	"Longueur de l'échangeur"
Lz=0,055	"Largeur de l'échangeur"
$Ep=(Wp-Dh)/2$	"Écartement"
$Wp=Lz/N$	"Nombre de motif mini-canaux+épaisseur"
$Aeff=Lx \cdot \pi \cdot Dh$	"Surface d'échange au niveau d'un mini-canal"

\$(PROPRIETE DE L'EAU)\$

Kf=Conductivity(Water;T=Tu-273,15;P=101,3)	{Conductivité thermique}
Kfs=Conductivity(Water;T=Tas-273,15;P=101,3)	
Rhof=Density(Water;T=Tu-273,15;P=101,3)	{Masse volumique}
Rhofs=Density(Water;T=Tas-273,15;P=101,3)	
Cpf=Cp(Water;T=Tu-273,15;P=101,3)*rhof	{Capacité thermique massique}
Cpfs=Cp(Water;T=Tas-273,15;P=101,3)*rhofs	
Mu=Viscosity(Water;T=Tu-273,15;P=101,3)	{Viscosité dynamique}
Mus=Viscosity(Water;T=Tas-273,15;P=101,3)	
Prf=Prandtl(Water;T=Tu-273,15;P=101,3)	{Prandtl}
Prfs=Prandtl(Water;T=Tas-273,15;P=101,3)	

\$(DISTRIBUTION FLUIDIQUE)\$

"Résistance à l'écoulement au niveau de l'entrée dans le distributeur et la sortie du collecteur"

$$R3=(128 \cdot 0,031 \cdot \mu) / (\pi \cdot D2^4)$$

"Résistance à l'écoulement entre deux mini-canaux au niveau du collecteur"

$$R2=(128 \cdot L0 \cdot \mu) / (\pi \cdot D2^4)$$

"Résistance à l'écoulement entre deux mini-canaux au niveau du distributeur"

$$R0=(128 \cdot L0 \cdot \mu) / (\pi \cdot D0^4)$$

"Facteur pour un angle de 90° entre les colelcteur - distributeur et les mini-canaux"

$$a2=EXP(-0,5/sc)$$

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!(PERTE DE CHARGES BIFURCATION)!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!"

{A=> Distribueur
B=> Mini-canaux
C=> Collecteur}

{Passage du fluide du distributeur au mini-canaux}

AA=N_C

DUPLICATE a=1;N_C

"Pertes de charges au niveau de la bifurcation entre le distributeur et les mini-canaux côté utile"
 $PBn=((\rho_{of}*(A[a-1]/S0)^2)/2)*(1+(((B[a]/S1)^2)/(A[a-1]/S0)^2))$

"Pertes de charges au niveau de la bifurcation entre le distributeur et les mini-canaux côté source"
 $PBs[a]=((\rho_{ofs}*(As[a-1]/S0)^2)/2)*(1+(((Bs[a]/S1)^2)/(As[a-1]/S0)^2))$

$V[a]=B[a]/S1$

"Vitesse dans les mini-canaux côté utile"

$Re[a]=\rho_{of}*Dh*V[a]/\mu$

"Reynolds dans les mini-canaux côté utile"

"Pertes de charges dans les mini-canaux côté utile"

$\Delta P[a]=0,5*\rho_{of}*v[a]^2*(13,74*Lx^{(0,5)}+((1,25+64*Lx-13,74*Lx^{(0,5)})/(1+0,00021*Lx^{(-2)})))$

$Vs[a]=Bs[a]/S1$

"Vitesse dans les mini-canaux côté utile"

$Res[a]=\rho_{ofs}*Dh*Vs[a]/\mu$

"Reynolds dans les mini-canaux côté utile"

"Pertes de charges dans les mini-canaux côté source"

$\Delta Ps[a]=0,5*\rho_{ofs}*vs[a]^2*(13,74*Lx^{(0,5)}+((1,25+64*Lx-13,74*Lx^{(0,5)})/(1+0,00021*Lx^{(-2)})))$

END

{!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!{PERTE DE CHARGES LINEAIRE_BIFURCATION}!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!}

{Passage du fluide du distributeur au distributeur}

BB=N_C-1

DUPLICATE b=1;N_C-1

"Pertes de charges au niveau de la bifurcation entre le distributeur et les mini-canaux côté utile"
 $PL[b]=((\rho_{of}*(A[b-1]/S0)^2)/2)*0,4*(1-(((A[b]/S0))/(A[b-1]/S0)))^2$

"Pertes de charges au niveau de la bifurcation entre le distributeur et les mini-canaux côté source"
 $PLs[b]=((\rho_{ofs}*(As[b-1]/S0)^2)/2)*0,4*(1-(((As[b]/S0))/(As[b-1]/S0)))^2$

END

{!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!{PERTE DE CHARGES CONFLUENCE}!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!}

{Passage du fluide des mini-canaux au collecteur}

CC=N_C

DUPLICATE c=1;N_C

"Pertes de charges au niveau de la confluence entre les mini-canaux et le collecteur côté utile"
 $PC[c]=((\rho_{of}*(C[c]/S2)^2)/2)*a2*(1+(((B[c]/S1)^2)/((C[c]/S2)^2))-2*(1-(B[c]/C[c]))^2)$

"Pertes de charges au niveau de la confluence entre les mini-canaux et le collecteur côté source"
 $PCs[c]=((\rho_{ofs}*(Cs[c]/S2)^2)/2)*a2*(1+(((Bs[c]/S1)^2)/((Cs[c]/S2)^2))-2*(1-(Bs[c]/Cs[c]))^2)$

END

{!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!{PERTE DE CHARGES LINEAIRE_CONFLUENCE}!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!}

{Passage du fluide du collecteur au collecteur}

DD=N_C

DUPLICATE d=2;N_C

"Pertes de charges au niveau de la confluence entre les mini-canaux et le collecteur côté utile"

$PLL[d]=((\rho hof*(C[d]/S2)^2)/2)*(1-(1-(B[d]/C[d]))^2)$

"Pertes de charges au niveau de la confluence entre les mini-canaux et le collecteur côté source"

$PLLs[d]=((\rho hofs*(Cs[d]/S2)^2)/2)*(1-(1-(Bs[d]/Cs[d]))^2)$

END

{!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!{BILAN DE MASSE}!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!}

"Le débit dans le premier mini-canal est égal au débit dans la première portion du collecteur côté utile"

$C[1]=B[1]$

"Le débit dans le premier mini-canal est égal au débit dans la première portion du collecteur côté source"

$Cs[1]=Bs[1]$

"Le débit total est égal au débit dans la dernière portion du collecteur côté utile"

$mdot=C[N_C]$

"Le débit total est égal au débit dans la première portion du distributeur côté utile"

$mdot=A[0]$

"Le débit total est égal au débit dans la dernière portion du collecteur côté source"

$mdots=Cs[N_C]$

"Le débit total est égal au débit dans la première portion du distributeur côté source"

$mdots=As[0]$

"Le débit total dans un échangeur est égal au débit total du plancher divisé par le nombre d'échangeur"

$mdot=debit_plancher/N_UNITE$

"Le débit côté source est égale au débit côté utile"

$mdots=mdot$

DUPLICATE n=2;N_C

"la perte de charges totale de l'échangeur est invariante quel que soit le trajet du fluide côté utile"

$PB[n-1]+DeltaP[n-1]+PC[n-1]+R2*C[n-1]+PLL[n]=PL[n-1]+A[n-1]*R0+PB[n]+DeltaP[n]+PC[n]$

"la perte de charges totale de l'échangeur est invariante quel que soit le trajet du fluide côté source"

$PBs[n-1]+DeltaPs[n-1]+PCs[n-1]+R2*Cs[n-1]+PLLs[n]=PLs[n-1]+As[n-1]*R0+PBs[n]+DeltaPs[n]+PCs[n]$

"Débit dans un mini-canal égale à la différence entre le débit dans la portion de distributeur précédente et le débit dans la portion de distributeur suivante"

$B[n-1]=A[n-2]-A[n-1]$

"Débit dans un mini-canal égale à la différence entre le débit dans la portion de distributeur précédente et le débit dans la portion de distributeur suivante"

$$Bs[n-1]=As[n-2]-As[n-1]$$

"Débit dans une portion du collecteur égal au débit dans le mini-canal + débit dans la portion précédente du collecteur"

$$C[n]=B[n]+C[n-1]$$

"Débit dans une portion du collecteur égal au débit dans le mini-canal + débit dans la portion précédente du collecteur"

$$Cs[n]=Bs[n]+Cs[n-1]$$

END

"Perte de charges totale dans l'échangeur côté utile"

$$P=Pe_{larg}+2*R3*mdot+PB[1]+DeltaP[1]+PC[1]+SUM(PLL[x]; x=2;N_C)+R2*SUM(C[x]; x=1;N_C)$$

"Perte de charges totale dans l'échangeur côté source"

$$Ps=Pe_{larg}+2*R3*mdots+PBs[1]+DeltaPs[1]+PCs[1]+SUM(PLLs[x]; x=2;N_C)+R2*SUM(Cs[x]; x=1;N_C)$$

{!!!!!!!!!!!!{PERTE DE CHARGES DUE AUX RACCORDS (CHANGEMENT DE SECTION)}!!!!!!!!!!!! }

$$Dp=0,004$$

"Petit diamètre du changement de section"

$$Dg=0,015$$

"Grand diamètre du changement de section"

$$Teta=12$$

"Angle pour passer de la petite à la grande section"

$$Kelarg=3,2*(tan(teta/2))^{1,25}*(1-(Dp/Dg)^2)^2$$

"Coefficient de perte de charges du à l'élargissement"

$$Selarg=\pi*Dp^2/4$$

"Plus petite section"

$$Velarg=mdot/Selarg$$

"Vitesse au niveau de la petite section"

$$Pelarg=Kelarg*rhof*velarg^2/2$$

"Perte de charges due à l'élargissement"

{\$\$\$\$\$\$\$\${MODELE DE TRANSFERT DE CHALEUR AU NIVEAU DE L'ECHANGEUR}\$\$\$\$\$\$\$\$}

{!!!!!!!!!!!!{RESISTANCES THERMIQUES CONSTANTES}!!!!!!!!!!!! }

"Résistance de conduction dans la céramique du module thermoélectrique"

$$R_ceramique=0,014$$

"Résistance de contact entre 2 modules thermoélectriques en cascade directe"

$$R_contact_CEP=2*R_ceramique+R_contact$$

"Résistance de contact entre un module thermoélectrique et l'échangeur"

$$R_contact=0,003$$

"Résistance de conduction dans la base de l'échangeur au dessus d'un mini-canal"

$$Rcond=(E)/(Ks*Lx*Lz/N)$$

{!!!!!!!!!!!!{PROPRIETE DES MATERAUX}!!!!!!!!!!!! }

$$Ks=400$$

"Conductivité du cuivre"

{!!!!!!!!!!!!{BÂTIMENT}!!!!!!!!!!!! }

S_bat=50	"Surface de la zone chauffée"
N_boucle=1	"Nombre de boucle"
D_plancher=0,013	"Diamètre des tubes du plancher chauffant"
Pas=0,1	"Pas de pose des tubes"
MI=S_bat/Pas	"Mètres linéaire total"
MI_boucle=MI/N_Boucle	"Mètres linéaire par boucle"
Section_plancher=Pi*D_plancher^2/4	"Section des tubes du plancher chauffant"
Debit_boucle=Debit_plancher/N_boucle	"Débit dans la boucle du plancher chauffant"
V_boucle=Debit_boucle/Section_plancher	"Vitesse dans les tubes de la boucle"
R_haute=0,09	"Résistance haute du plancher"
R_ray=1/11,6	"Résistance liée au rayonnement du plancher"
Rplancher=R_haute+R_ray	"Résistance total du plancher"
Re_boucle=rho_f*D_plancher*V_boucle/mu	"Reynolds dans la boucle"
"Pertes de charges dans la boucle"	
$DP_boucle = \text{if}(Re_boucle; 2000; ((64/Re_boucle) * (\rho_f * MI_boucle * V_boucle^2) / (2 * d_plancher))); ((64/Re_boucle) * (\rho_f * MI_boucle * v_boucle^2) / (2 * d_plancher)); (0,79 * \ln(Re_boucle) - 1,64)^{-2} * (\rho_f * MI_boucle * v_boucle^2) / (2 * d_plancher))$	
"Consommation mécanique du plancher chauffant"	
Consomeca=DP_boucle*debit_boucle*N_boucle	
"Besoin de chauffage (QHEAT=>valeur de TRNSYS)"	
QHEAT_EES=QHEAT/3,6	
"Besoin de chauffage"	
QHEAT_EES=(T_sol-T_consigne)/(R_ray/S_bat)	
{!!{MODULE THERMOELECTRIQUE}!!}	
{l=1,5}	"Intensité"
see=0,101	"Seebeck global"
r=1,7352	"Résistance électrique"
K=2,6637	"Conductance"
{!!{TEMPERATURES INITIALES}!!}	
T_consigne=273,15+17	"Température de consigne dans le logement"
Tu=T_consigne+(QHEAT_EES*Rplancher/S_bat)	"Température moyenne du fluide utile"
"Température d'entrée du fluide source dans l'échangeur"	
Tas=285	
Tu=(Ta+Tf)/2	"Température d'entrée et de sortie du fluide utile"
"Température d'entrée et de sortie du fluide source"	
Ts=(Tas+Tfs)/2	
"Différence de température entrée-sortie coté utile"	
deltat=Tf-Ta	

"Différence de température entrée-sortie coté source"

deltats=Tas-Tfs

{!!{TYPE DE PLAQUE FROIDE}!!}

"2=> plaque froide innovante, 1=> plaque froide classique"

Z=2

{!!{TRANSFERT
THERMIQUE}!!}

N=N_C

DUPLICATE x=1;N

"Nusselt côté utile"

nudh[x]=4,364+(0,086*(Re[x]*Prf*(Dh/Lx))^1,33)/(1+0,1*Prf*(Re[x]*(Dh/Lx))^0,83)

"Nusselt côté source"

nudhs[x]=4,364+(0,086*(Res[x]*Prfs*(Dh/Lx))^1,33)/(1+0,1*Prfs*(Res[x]*(Dh/Lx))^0,83)

hav[x]=Kf*Nudh[x]/Dh

"Coefficient d'échange convectif côté utile"

havs[x]=Kfs*Nudhs[x]/Dh

"Coefficient d'échange convectif côté source"

Rconv[x]=(1/(hav[x]*Aeff/z))

"Résistance de convection côté utile"

Rconvs[x]=(1/(havs[x]*Aeff))

"Résistance de convection côté source"

"Résistance due à la céramique côté utile (température de jonction + température de céramique)"

R_ceramique=(Tm[x]-Tcer[x])/Qu2[x]

"Résistance due à la céramique côté usource (température de jonction + température de céramique)"

R_ceramique=(Tcers[x]-Tms[x])/Qs1[x]

"Résistance de contact entre 2 MT en cascade directe (Température de jonctions)"

R_contact_cep=(Tfc1[x]-Tff2[x])/Qu1[x]

"Résistance de contact entre un module thermoélectrique et l'échangeur côté utile (température de la base + température de la céramique)"

R_contact=(Tcer[x]-Tbase[x])/Qu2[x]

"Résistance de contact entre un module thermoélectrique et l'échangeur côté source (température de la base + température de la céramique)"

R_contact=(Tbases[x]-Tcers[x])/Qs1[x]

"Résistance de conduction dans la base de l'échangeur côté utile (température de la base + température interface solide-fluide)"

Rcond=(Tbase[x]-Tinter[x])/Qu2[x]

"Résistance de conduction dans la base de l'échangeur côté source (température de la base + température interface solide-fluide)"

Rcond=(Tinters[x]-Tbases[x])/Qs1[x]

"Résistance de convection côté utile (température interface solide-fluide + température moyenne du fluide utile)"

Qu2[x]=(Tinter[x]-Tu[x])/Rconv[x]

"Résistance de convection côté source (température interface solide-fluide + température moyenne du fluide source)"

$$Qs1[x]=(Ts[x]-Tinters[x])/Rconv[x]$$

"Puissance utile échangé au niveau d'un mini-canal côté utile"

$$z*Qu2[x]=B[x]*rho_f*cpf*(Tf[x]-Ta)$$

"Puissance utile échangé au niveau d'un mini-canal côté source"

$$Qs1[x]=Bs[x]*rho_{fs}*Cp_{fs}*(Tas-tfs[x])$$

"Température moyenne du fluide utile au niveau d'un mini-canal"

$$Tu[x]=(Ta+Tf[x])/2$$

"Température moyenne du fluide source au niveau d'un mini-canal"

$$Ts[x]=(Tas+Tfs[x])/2$$

"Cascade directe => La puissance utile du premier MT équivaut à la puissance source du second MT"

$$Qu1[x]=Qs2[x]$$

"Puissance utile générée par le MT1 au niveau d'un mini-canal"

$$Qu1[x]=(((see*I*Tfc1[x])+(0,5*r*I*I)-(K*(Tfc1[x]-Tms[x]))))/N$$

"Puissance source générée par le MT1 au niveau d'un mini-canal côté"

$$Qs1[x]=(((see*I*Tms[x])-(0,5*r*I*I)-(K*(Tfc1[x]-Tms[x]))))/N$$

"Puissance utile générée par le MT2 au niveau d'un mini-canal"

$$Qu2[x]=(((see*I*Tm[x])+(0,5*r*I*I)-(K*(Tm[x]-tff2[x]))))/N$$

"Puissance source générée par le MT2 au niveau d'un mini-canal côté"

$$Qs2[x]=(((see*I*Tff2[x])-(0,5*r*I*I)-(K*(Tm[x]-tff2[x]))))/N$$

END

"La puissance utile totale est égale à la somme des puissances utile au niveau de chaque mini-canal"

$$Qu2=SUM(Qu2[x]; x=1;N)$$

"La puissance source totale est égale à la somme des puissances source au niveau de chaque mini-canal"

$$Qs1=SUM(Qs1[x]; x=1;N)$$

"Différence de température entrée-sortie dans l'échangeur côté utile"

$$z*Qu2=mdot*rho_f*Cp_f*deltat$$

"Différence de température entrée-sortie dans l'échangeur côté source"

$$Qs1=mdots*rho_{fs}*Cp_{fs}*deltats$$

$$1/Rconv_tot=SUM((1/Rconv[x]); x=1;N)$$

"l'échangeur"

$$Tbmax=(MAX(Tbase[1..N]))$$

$$Tbsmax=(MAX(Tbases[1..N]))$$

$$Rtot_ech=(tbmax-ta)/Qu2$$

$$Rtot_echs=(tas-tbsmax)/Qs1$$

source"

"Résistance de convection totale de

"Températue de base maximal côté utile"

"Températue de base maximal côté source"

"Résistance totale de l'échangeur côté utile"

"Résistance totale de l'échangeur côté

Production scientifique

Communications

Brevets

B. David, M. Aït Ameer, J. Ramousse, L. Luo
Procédé et système de contrôle d'une pompe à chaleur à modules thermoélectriques
N° : FR 10 53420, Mai 2010

M. Aït Ameer, B. David, J. Ramousse, L. Luo
Dispositif échangeur pour pompe à chaleur thermoélectrique réversible
N° : FR 11 53394, Avril 2011

Journal international

B. David, J. Ramousse, L. Luo
Optimization of thermoelectric heat pumps: Heat exchanger design and operating conditions
Energy Conversion and management, en cours d'expertise.

Actes de conférences internationales (avec comité de lecture)

B. David, J. Ramousse, L. Luo,
Optimized management of thermoelectric heat pumps
CLIMA2010, Antalya, Turquie, 9-12 Mai 2010

B. David, J. Ramousse, L. Luo,
Optimization of thermoelectric heat pumps by operating conditions management and heat exchanger design
ECOS 2011, Novi Sad, Serbie, 4-7 Juillet 2011

Actes de conférences nationales (avec comité de lecture)

B. David, J. Ramousse, L. Luo
Gestion optimisée du fonctionnement d'une pompe à chaleur thermoélectrique
SFT 2010, Le Touquet, France, 25-28 Mai 2010

B. David, J. Ramousse, L. Luo
Optimisation d'un échangeur de type Tichelmann à mini-canaux pour une application pompe à chaleur thermoélectrique
SFT 2011, Perpignan, France, 24-27 Mai 2011

Conférences sans actes

B. David, J. Ramousse, L. Luo
Développement d'un générateur thermodynamique chaud-froid de nouvelle génération
GDR Thermoélectricité, Nancy, 7-8 Juillet 2009

B. David, J. Ramousse, L. Luo
Gestion et optimisation d'une pompe à chaleur thermoélectrique

GDR Thermoélectricité, Grenoble, 6-7 Juillet 2010

Résumé

Dans le contexte actuel d'amélioration de l'efficacité énergétique des logements, il est nécessaire de repenser les installations de chauffage. Nous avons développé un générateur de chaleur et de rafraîchissement innovant (GCRI). Ce générateur repose sur l'utilisation de modules thermoélectriques assurant le rôle de pompe à chaleur au moyen d'une alimentation électrique.

La présente thèse vise à améliorer l'efficacité énergétique du système complet incluant un émetteur basse température (coefficient de performance global). Ce travail repose sur différents modèles analytiques et numériques validés expérimentalement. Ces modèles ont permis de définir une configuration optimisée du système et de mettre en place une méthode de gestion optimale pour répondre à des besoins variables de puissance et de températures. Les échangeurs multifonctionnels mis en jeu dans le système ont été dimensionnés et étudiés expérimentalement en vue de maximiser les performances du générateur. Après couplage au bâtiment, nous montrons une nette amélioration des performances du système par rapport à une configuration classique de pompe à chaleur thermoélectrique.

Abstract

In the current context of improvement of the housing energy efficiency, new heating devices have to be foreseen. We have developed an innovative heating and cooling generator. This device is based on the use of thermoelectric modules working as a heat pump via a power supply.

This thesis aims to improve the energy efficiency of the whole system including a low temperature heat floor (global coefficient of performance). This work is based on different analytical and numerical models validated experimentally. These models help to design an optimized device configuration and to develop an optimal management strategy in order to meet the variable power and temperature demands. Multifunctional heat sinks for the generator are designed and studied experimentally in order to maximize the system performances. By coupling the system to housing, a significant improvement of the device performances is shown compared to thermoelectric heat pumps with a classical configuration.